

Aalto-yliopisto
Insinööritieteiden korkeakoulu
Koneenrakennustekniikan laitos

Matias Heiskala

Moniakselisten kuorma-autojen akselipainojen ja kallistusvakauden hallinta

Diplomityö, joka on jätetty opinnäytteenä tarkastettavaksi
diplomi-insinöörin tutkintoa varten
Turku, 18. joulukuuta 2012

Työn valvoja: Professori Matti Juhala
Työn ohjaaja: Diplomi-insinööri Risto Jurmu

Tekijä Matias Heiskala

Työn nimi Moniakselisten kuorma-autojen akselipainojen ja kallistuksenvakauden hallinta

Laitos Koneenrakennustekniikan laitos

Professuuri Auto- ja työkonetekniikka

Professuurikoodi Kon-16

Työn valvoja Professori Matti Juhala

Työn ohjaaja Diplomi-insinööri Risto Jurmu

Päivämäärä 18.12.2012

Sivumäärä 84

Kieli Suomi

Tiivistelmä

Tämän työn tavoitteena on luoda toimiva ja helppokäyttöinen työkalu akselipainojen ja kallistuksenvakauden hallintaan raskaiden hyötyajoneuvojen suunnittelussa. Aihetta tarkastellaan erityisesti dynamiikka- sekä reaaliaikassimulointiin soveltuvien ratkaisujen kannalta.

Ajoneuvon painopisteen sijainti sekä erilaiset kuormitukset akseleilla ja renkailla vaikuttavat huomattavasti ajoneuvon dynamiikkaan ja käyttäytymiseen eri tilanteissa. Ajoneuvon kuormauksella on myös suuri vaikutus teiden ja niiden rakenteiden kestävyteen. Suomi on maailmanlaajuisesti katsottuna harvinaisuus salliessaan 60 tonnin kokonaispainot ajoneuvoyhdistelmille. Mahdollinen painorajan nosto 80 tonniin lisäisi tarvetta ajoneuvojen dynaamisten ominaisuuksien tutkimukselle ja kehitystyölle.

Simulointi on tietyn todellisen asian tai prosessin jäljittelyä tarkoituksenaan esittää valitun fyysisen tai abstraktin systeemin haluttuja ominaisuuksia tai käyttäytymistä. Simuloinnin avulla mahdollistetaan muutoin vaikeasti havaittavien vuorovaikutussuhteiden esille tuominen. Työssä luodaan katsaus R & D simuloinnin tiettyihin osa-alueisiin sekä tarkastellaan ajoneuvodynamiikan perusteita ja niiden simulointimahdollisuuksia. Raskaiden ajoneuvojen ja työkonoiden tuotekehityksessä on otettu käyttöön yleisesti muun muassa äänen ja värähtelyjen simulointiin soveltuvia menetelmiä sekä Hardware in the loop -simulointi (HIL).

Mallilta jolla simuloidaan ajoneuvon käyttäytymistä vaaditaan riittävää tarkkuutta, jotta simuloinnin tulokset olisivat luotettavia. Tämän työn yhteydessä suoritetuissa kokeissa mitattiin raskaan hyötyajoneuvon lehtijousen pystysuuntaista jousivakiota kuormittamalla ajoneuvon kiinnitettyä joustoa. Samalla määriteltiin jousen hystereesikäyttäytyminen. Tulosten perusteella verifioidaan simulointimalli sekä asetetaan mallin voimille oikeat arvot.

Lehtijousi on vanhin ajoneuvoissa käytetty jousimalli ja se on yhä edelleen suosittu vaihtoehto jäykkien akselien jousituksessa. Jousipakan ominaisuuksilla on suuri vaikutus ajoneuvon kinemaattiseen käyttäytymiseen ja jousto-ominaisuuksiin. Jousitusmallien rakentamista varten tarkastellaan mallinnushierarkian perusteita sekä erilaisia käyttökelpoisia mallinnustekniikoita sekä esitellään rakennettujen mallien perustana toimivan tekniikan teoriaa.

Tehokkaiden ja riittävään tarkkuuteen kykenevien jousitusmallien rakentaminen ja testaus on yksi tämän työn tärkeimpiä osa-alueita. Simulointimallien ja simulointien tekemiseen on pääasiallisesti käytetty suomalaisen MeVEA Oy:n dynamiikkamallinnukseen kehittämää ohjelmistoperhettä. Tarkoituksena ei ole tarkastella yleisesti dynamiikkasimuloinnin ja siihen soveltuvien ohjelmistojen ominaisuuksia, vaan määrittää rakennetuissa malleissa käytettyjä komponentteja, työkaluja ja niiden eri käyttömahdollisuuksia. Lisäksi tarkastellaan malleissa esiintyvien voimien, rajoitteiden ja komponenttien teoriaa.

Avainsanat Akselipaino, kallistuksenvakaus, simulointi, ajoneuvodynamiikka

Author Matias Heiskala

Title of thesis Axle weight and rollover control of a multi-axis trucks

Department Department of Engineering Design and Production

Professorship Automotive Engineering

Code of professorship Kon-16

Thesis supervisor Professor Matti Juhala

Thesis advisor Risto Jurmu MSc (Tech)

Date 18.12.2012

Number of pages 84

Language Finnish

Abstract

The purpose of this thesis is to create a functional and user-friendly tool for axle weight and rollover control in heavy duty vehicle design. The subject is approached from a solutions point of view suitable for dynamics and real-time simulations.

The location of vehicles centre of mass has a significant effect on vehicle behaviour and dynamics. Loads on axles and tyres have also a great effect on the durability of road structures. Finland is globally an exception as it allows 60 ton masses for trailer combinations. The possibility to raise the limit to 80 tons would increase the need of vehicle dynamics research and development.

Simulation is the imitation of certain real objects or processes. The purpose is to present features or behaviour of chosen physical or abstract systems. Otherwise subtle interactions can be presented with simulation. The purpose is to provide an overview of certain parts of R & D simulation and examine the basics of vehicle dynamics and their simulation possibilities. Heavy duty vehicle and working machine development has for example commonly implemented methods for simulating noise and vibrations and hardware in the loop (HIL) simulations.

Sufficient precision is required from a model that is used to simulate behaviour of a vehicle in order to get reliable results. The vertical spring constant of a heavy duty vehicles leaf spring was measured in the tests run for this thesis. Springs hysteresis characteristics were defined at the same time. The simulation model can be defined and verified based on the test results.

The leaf spring is the oldest spring type used in vehicles and it is still popular suspension alternative for stiff axles. The characteristics of a leaf spring have a great effect on vehicles kinematic behaviour and suspension features. Modelling hierarchy and the techniques which the built models are based on are introduced in the thesis.

One of the most important parts of this thesis is building and testing spring models that are efficient and accurate enough. A dynamic simulation software developed by finnish MeVEA inc was mainly used for simulations and building the models. The purpose is not to examine the features of dynamic simulation software in general, but to define the components, tools and features used in built models. Also forces, constraints and elements used in models are examined.

Keywords Axle weight, rollover control, simulation, vehicle dynamics

Alkusanat

Tämä diplomityö on tehty Oy Sisu Auto Ab:n toimeksiannosta. Haluan kiittää työn valvojaa professori Matti Juhalaan sekä työn ohjaajaa Risto Jurmua arvokkaista neuvoista ja rakentavasta palautteesta. Sisu Autolta haluan kiittää myös Timo Korhosta ja Stig Fagerstedtia mahdollisuudesta diplomityön tekemiseen sekä MeVEA Oy:n Asko Rouvista käytännön avusta.

Turussa 18. joulukuuta 2012



Matias Heiskala

Käytetyt symbolit ja lyhenteet

F_z	Pystyvoima
F_x	Pitkittäisvoima
F_y	Sivuttaisvoima
M_z	Renkaan palauttava momentti
d_z	Pystysuuntainen siirtymä
v_z	Pystysuuntainen nopeus
k	Jäykkyyskerroin/jousivakio
c	Vaimennuskerroin
s	Renkaan luisto
α	Renkaan sortokulma
δ	Renkaan camberkulma
rr	Renkaan vierintävastus
k	Jousivakio
G	Materiaalin liukukerroin
d	Jousilangan halkaisija
i_f	Joustavien kierrosten lukumäärä (kierrejousi)
D_m	Jousen kierteen halkaisija (kierrejousi)
E	Materiaalin kimmokerroin
b	Jousilehden leveys
h	Jousilehden paksuus
l	Puolikkaan lehtijousen pituus
n'	Täyspitkien jousilehtien lukumäärä
n_j	Jousilehtien lukumäärä
i	Vetopyörästäön välityssuhde
t_s	Tuentaetäisyys
j_v	Jousiväli
Δo_{tod}	Jousen todellinen taipuma
Δo	Oikean jousen painuma
Δv	Vasemman jousen painuma
V_{p1}	Momentin 1 vipuvarsi
V_{p2}	Momentin 2 vipuvarsi
F_{jvas}	Vasempaan jouseen vaikuttava pystysuuntainen voima
F_{joik}	Oikeaan jouseen vaikuttava pystysuuntainen voima

F_{vas}	Vasempaan renkaaseen vaikuttava pystysuuntainen voima
F_{oik}	Oikeaan renkaaseen vaikuttava pystysuuntainen voima
Δx	Jousen painuma
Δk	Jousivakion absoluuttinen virhe
k_k	Keskimääräinen laskettu jousivakio
dF	Voiman absoluuttinen virhe
$d\Delta x$	Jousen painuman absoluuttinen virhe
f	Systeemin vapausasteiden lukumäärä
f_m	Solmujen vapausasteiden lukumäärä
n	Elementtien lukumäärä
φ	Kallistuminen (kiertymä x-akselin ympäri)
Θ	Nyökkiminen (kiertymä y-akselin ympäri)
Ψ	Pystykiertymä (kiertymä z-akselin ympäri)
ϕ	Kiertymä (Euler)
θ	Nutaatio (Euler)
ψ	Prokessio (Euler)
f_n	Nivelten lukumäärä joiden vapausaste on n
y_{nF}	Lehtijousen osan paikkavektori n
y_A	Akselin paikkavektori
F_{0X}^X	X-akselin suuntainen voima solmussa X
F_{0X}^Y	Y-akselin suuntainen voima solmussa X
F_{0X}^Z	Z-akselin suuntainen voima solmussa X
T_{0X}^X	X-akselin ympäri vaikuttava momentti solmussa X
T_{0X}^Y	Y-akselin ympäri vaikuttava momentti solmussa X
T_{0X}^Z	Z-akselin ympäri vaikuttava momentti solmussa X
F_0	Vertikaalinen esijännitysvoima
F_{0X}	Solmussa X vaikuttava elementin suuntainen voima
u_{YZ}	Yksikkövektori pisteestä Y pisteeseen Z
r_{ij}	Pisteestä i pisteeseen j osoittava vektori
r_{ij}^n	Pisteestä X pisteeseen Y osoittavan vektorin n suuntainen komponentti
w	Jousen poikkeama
a	Yhden tankoelementin pituus

c_j	Jousen jäykkyyskerroin
c_φ	Jousen jäykkyyskerroin siirtymällä φ
c_V	Jousen pystysuuntainen jäykkyyskerroin
c_L	Jousen sivuttaissuuntainen jäykkyyskerroin
U	Potentiaalienergia
T	Momentti
R	Viskoosivaimennus
u_i	Yleinen koordinaatti
\dot{q}_i	Yleistä koordinaattia vastaava vaimennuskerroin
w_n	Solmun n siirtymävektori
c_n	Solmun n siirtymämatriisi
C_{Pnr}	Solmun n säteittäisen käänteisen jäykkyyden diagonaalimatriisi
C_{Pnl}	Solmun n pitkittäisen käänteisen jäykkyyden diagonaalimatriisi
\bar{f}_{pn}	Runkoon vaikuttava voima solmussa n
\bar{t}_{pn}	Runkoon vaikuttava momentti solmussa n
\hat{n}_{pn}	Solmun n yksikkövektori
s_{p0}	Jousen riipukkeen pituus
p_r	Jousen kiertokulma
c_r	Jousen kiertojäykkyys
\hat{n}_n	Yksikkövektori akselikoordinaatiston koordinaattisuunnassa n
A^n	Kappaleen n rotaatiomatriisi
R^n	Globaalin koordinaatiston etäisyys kappaleen n lokaaliin koordinaatistoon
\bar{u}^{nP}	kappaleen n lokaalin koordinaatiston etäisyys laskettavaan koordinaatistoon tai pisteeseen
\bar{u}_f^{iP}	Joustavuus parametri joustavilla kappaleilla
m_k	Kappaleen massa
\ddot{q}	Kappaleen kiihtyvyys
$C_q^T \lambda$	Kappaleen nivelvoimia kuvaava termi
N	Inertiatensori
I_{xx}	Hitausmomentti x -akselin ympäri, kun kappale pyörii x -akselin ympäri
I_{xy}	Hitausmomentti y -akselin ympäri, kun kappale pyörii x -akselin ympäri
E_3	3x3 yksikkömatriisi
ρ	Tiheys

E_j	Jousen varastoima energia
T_k	Vääntäjousen momentti
k_{red}	Vääntäjousesta redusoitu jousivakio
$k_{\frac{1}{2}}$	Puolikkaan lehtijousen jousivakio
p	Ilmapalkeen paine
V	Tilavuus
γ	Adiapaattivakio

MBS	(Multi Body System) Monikappalesimulointi
MSS	(Mechanical System Simulation) Mekanismsysteemien simulointi
MSA	(Mechanical System Analysis) Mekanismsysteemien analysointi
FEM	(Finite Element Method) Elementtimenetelmä
FEA	(Finite Element Analysis) Elementtimenetelmään perustuva analyysi
CAE	(Computer-aided Engineering) Tietokoneavusteinen suunnittelu
R & D	(Research and Development) tutkimukseen, suunnitteluun ja tuotekehitykseen liittyvien sovellusten yhteydessä käytetty lyhenne
NVH	(Noise, Vibration & Harshness) ajoneuvon äänen, värähtelyn ja mukavuusominaisuuksien mallinnuksessa käytetty lyhenne
HIL	(Hardware-In-the-Loop) simulointitekniikka, jota käytetään monimutkaisten reaaliaikaisten sulautettujen järjestelmien tuotekehityksessä ja testauksessa.

Trippeli	Teliakseli, joka muodostaa vetävän telin tai kuormanjakavan telin kanssa kolmen akselin kokonaisuuden.
Teliakseli	Erillisjousitettu akseli, joka luetaan osaksi telikokonaisuutta. Teliakseleita voi ajoneuvossa olla useampia.
Vetävä teli	Kahden vetävän akselin muodostamaa teli, joilla on yhtenäinen jousitus.
Tandem teli	Kahdesta akselistä muodostuva teli, jossa akselit on kytketty toisiinsa esimerkiksi jousituksen avulla.

Sisällysluettelo

1	Johdanto	11
2	Akselipainojen hallinta	12
2.1	Lainsäädäntö	12
2.2	Erilaiset akselistovariaatiot	14
2.3	Erilaisten akseli- ja jousitusvariaatioiden vaikutus	16
3	Simuloinnin perusteet	18
3.1	R & D Simulointi	18
3.2	Ajoneuvojen ja raskaiden työkoneiden simulointi	19
3.3	Äänen ja värähtelyn simulointi	20
3.4	Hardware in the loop -simulointi	21
3.5	Ajoneuvon dynamiikka ja sen simulointi	23
3.5.1	Ajoneuvodynamiikka	24
3.5.2	Käytettävä ajoneuvokoordinaatisto	27
3.6	Simulointiprosessi	28
4	Implementointi	30
5	Jousivakion määrittäminen kokeellisesti	31
5.1	Koejärjestelyt	31
5.1.1	Mittaus tulosten redusointi	32
5.1.2	Hystereesi	33
5.1.3	Teoreettinen laskentamalli	34
5.2	Ensimmäinen mittaus	35
5.3	Toinen mittaus	36
5.3.1	Mittalaitteet ja virhearvio	37
5.4	Tulosten käsittely ja analysointi	39
5.4.1	Ensimmäinen mittaus	40
5.4.2	Toinen mittaus	41
6	Mallinnustekniikka	43
6.1	Hierarkiatarkastelu	43
6.2	Jousitus	43
6.2.1	Lehtijousi	44
6.2.2	Diskreetti malli	46
6.2.3	Alkuasema ja esijännitys	48
6.2.4	Säännönmukaisuus	48

6.2.5	Jousen muoto	50
6.2.6	Voimat	52
7	Simulointimallit - Etuakseli	54
7.1	Creo Elements/Pro -malli.....	54
7.1.1	Rakenne	55
7.1.2	Simulointi.....	55
7.2	MeVEA-malli	56
7.2.1	Rakenne	56
7.2.2	Rajoitteet.....	60
7.2.3	Voimat	65
8	Simulointimallit - Teliakseli	70
8.1	Malli.....	70
8.1.1	Rakenne	70
8.1.2	Ilmapalje	71
9	Simulointimallit - Vetävän telin jousitus	72
9.1	Malli.....	72
9.1.1	Rakenne	72
10	Yhteenveto	74
10.1	Simulointiohjelmistot.....	74
10.2	Simulointimallit	75
10.2.1	Verifiointi.....	75
10.2.2	Reaaliaikaisuus	78
10.3	Jatkotutkimus	79
	Lähteet	80
	Liitteet.....	83

1 Johdanto

Tämä diplomityö on tehty Oy Sisu Auto Ab:n toimeksiannosta. Työn tarkoituksena on luoda käytännöllisiä ja toimivia työkaluja akselipainojen ja kallistuksenvakauden hallintaan raskaiden hyötyajoneuvojen suunnittelussa. Tuotekehitys- ja tutkimustyössä helppojen ja yksinkertaisten laskentatyökalujen käyttö parantaa kustannustehokkuutta ja nopeuttaa työskentelyä.

Tutkimuksen tavoitteeksi asetettiin toimivien ja helposti käytettävien ja jalostettavien simulointimallien tuottaminen. Erityisenä tavoitteena oli mallien toimivuus reaaliaikasimuloinnissa, mikä asettaa vaatimuksia mallien rakenteeseen ja laskentatehon tarpeeseen. Näitä ominaisuuksia pyritään myös arvioimaan ja mittaamaan. Tavoitteena oli saada aikaiseksi moniakselisen hyötyajoneuvon dynaamisen tarkastelun mahdollistavat jousitusmallit. Niihin lukeutuu etuakselin, teliakselin sekä vetävän tandemtelin jousitusmallit. Työstä rajattiin pois nostettavan kuormanjakavan telin mallintaminen.

Työlle ei ollut lähtökohtaisesti tiettyä formaattia, jolla suunnittelun apuna käytettäviä työkaluja voitaisiin parhaimmalla mahdollisella tavalla rakentaa. Risto Jurmun kanssa käydyissä palavereissa valittiin sopivimmaksi lähestymistavaksi MeVEA Oy:n kehittämä dynamiikkasimulointiin ja tuotekehitykseen erikoistunut ohjelmisto. Ohjelmisto on suunniteltu tukemaan tuotekehitystä mahdollisimman laaja-alaisesti. Sisu Autolla on jo aikaisempaa yhteistyötä Suomalaisen MeVEA Oy:n kanssa.

Koska työn ohessa otettiin käyttöön kattava ja monipuolinen simulointiohjelmisto, joka ei aikaisemmin ole ollut yrityksen käytössä, selvitetään tässä työssä myös yleisesti simulointiohjelmistojen teoriaa ja niiden tarjoamia mahdollisuuksia. Työn yhdeksi osaksi muodostui myös ohjelmiston osittainen implementointi yrityksen käyttöön.

Ajoneuvoteollisuuden maailmanlaajuisesti kiristynvä kilpailutilanne ja tuotteisiin kohdistuvat laatu- ja suoritusvaatimukset luovat uusia haasteita kaikille alan toimijoille. Kehittämällä ja tehostamalla tuotekehitys- ja testausprosesseja voidaan päästä huomattaviin säästöihin kustannuksissa ja resursseissa. Simuloinnin avulla voidaan tuotetta optimoida ja testata jo hyvin varhaisessa vaiheessa suunnitteluprosessia. Simulointia voidaan hyödyntää tuotekehityksen ohella myös koulutus- ja esittelykäytössä. Mallien avulla voidaan konstruoida testejä ja tilanteita, jotka olisivat kalliita tai vaarallisia todellisella prototyyppillä tehtynä.

2 Akselipainojen hallinta

Ajoneuvon painopisteen sijainti sekä erilaiset kuormitukset akseleilla ja renkailla vaikuttavat huomattavasti ajoneuvon dynamiikkaan ja käyttäytymiseen eri tilanteissa. Ajoneuvon kuormauksella on myös suuri vaikutus teiden ja niiden rakenteiden kestävyYTEEN. Suomi on eurooppalaisittain ja jopa useisiin valtioihin ympäri maailmaa verrattuna poikkeus, sillä se sallii ajoneuvoyhdistelmille 60 t kokonaispainon. Tämä johtuu täysperävaunuyhdistelmien yleisestä käytöstä Suomessa, mikä on ollut pitkistä etäisyyksistä johtuen tarpeellista. Puoliperävaunuyhdistelmillä (3+3) kokonaispaino rajoittuu 48 tonniin. Ajoneuvon kokonaispainoa ja akseleille ja teleille kohdistuvia massoja rajoitetaan lainsäädännöllä, mikä tulee olla lähtökohtana yleiseen liikenteeseen tarkoitettua ajoneuvoa suunniteltaessa.

Suomen Kuljetus- ja Logistiikka-alan yhdistys teki vuonna 2010 Liikenne- ja viestintäministeriölle esityksen raakapuun kuljetuksissa käytettävien ajoneuvojen kokonaismassojen korottamisesta. Ehdotuksen mukaan käyttöönotettavissa 8-10 akselisissa yhdistelmissä kokonaismassat olisivat 68-80 tonnia. Myös hallituksen liikenne- ja viestintäpoliittinen ministeriötyöryhmä on tehnyt esityksen ajoneuvoyhdistelmän kokonaismassan korottamisesta 76 tonniin ja suurimman sallitun korkeuden nostamisesta 4,4 metriin. Lisäksi esitettiin kaksi- ja kolmiakselisten kuorma-autojen kokonaismassojen viiden vuoden väliaikaista korottamisesta hintapiikkien ja markkinahäiriöiden tasoittamiseksi. Muutosta on perusteltu päästöjen vähenemisellä sekä logistiikkakustannusten vähenemisellä. Arvion mukaan kulut vähenisivät 60 miljoonaa euroa ensimmäisen vuoden aikana ja 200 miljoonaa euroa vuodessa sen jälkeen. Ruotsissa on jo kokeiltu 80 tonnin yhdistelmiä liikennekäytössä tietyin rajoituksin. Näin suuri kokonaismassan lisäys ajoneuvoyhdistelmässä tuo uusia haasteita vetoautojen kuormankantokykyyn, ajodynamiikkaan sekä voimalinjaan. [SKAL] [Taloussanommat] [Valtioneuvosto]

2.1 Lainsäädäntö

Ajoneuvojen kokonaismassojen ja eri akseleille kohdistuvien suurimpien sallittujen massojen sekä niiden jakautumisesta on Suomessa säädetty 3.4.1981 annetun tieliikennelain nojalla asetuksessa ajoneuvojen käytöstä tiellä 4.12.1992/1257. Ajoneuvojen kokonaismassan ja akseleille kohdistuvien massojen rajoittamisen perusteena on yleinen tieliikenneturvallisuus sekä tiekannan kestävyys.

Ajoneuvojen eri akseli- ja eri telirakenteille kohdistuvien massojen suurimmat sallitut arvot on määritelty valtioneuvoston asetuksessa (267/81) ajoneuvojen käytöstä tiellä 4.12.1992/1257 20 § (11.7.1997/670). Asetuksesta on poimittu työn kannalta oleellisia määräyksiä.

Autoa tai perävaunua tiellä kuljetettaessa ei sen akselille kohdistuva massa saa ylittää seuraavia arvoja:

Muu kuin vetäväakseli	10 t
Vetäväakseli	11,5 t

Autoa tiellä kuljetettaessa ei sen telille kohdistuva massa saa ylittää seuraavia arvoja:

Kaksiakselinen teli:

Akseliväli on pienempi kuin 1,0 metriä	11,5 t
Akseliväli on vähintään 1,0 metriä mutta pienempi kuin 1,3 metriä	16 t
Jos akseliväli on vähintään 1,3 metriä mutta pienempi kuin 1,8 metriä	18 t
Jos akseliväli on vähintään 1,3 metriä mutta pienempi kuin 1,8 metriä*	19 t

Kolmiakselinen teli:

jos akselien etäisyys on pienempi kuin 1,3 metriä	21 t
jos akselien etäisyys on vähintään 1,3 metriä	24 t

Autoa tiellä kuljetettaessa ei sen kokonaismassa saa ylittää seuraavia arvoja (suluissa ministeriötyöryhmän esittämän muutoksen mukaiset rajat):

Kolmiakselinen auto	18 t
Kolmiakselinen auto*	25 t (28 t**)
Neliakselinen auto	31 t
Neliakselinen auto*	32 t (35 t)
Viisiakselinen auto	38 t (42 t)

* Jos sen vetäväakseli on varustettu paripyörin ja ilmajousitettu tai varustettu ilmajousitusta vastaavaksi tunnustetulla jousituksella taikka jos kukin vetäväakseli on varustettu paripyörin eikä yhdellekään akselille kohdistuva massa ylitä 9,5 t.

**Kokonaismassojen viiden vuoden väliaikainen korotus [Valtioneuvosto]

Neli- ja viisiakselisista autoista on lisäksi määrätty:

Neli- tai viisiakselisen auton kokonaismassa ei kuitenkaan saa ylittää määrää, joka saadaan lisäämällä 20 tonniin 270 kg, kun on kysymys neliakselisesta autosta, ja 350 kg, kun on kysymys viisiakselisesta autosta, jokaiselta 0,10 metriltä, jonka auton äärimmäisten akselien välinen etäisyys ylittää 1,8 metriä.

Näin ollen viisiakselisessa autossa, jossa äärimmäisten akselien välinen etäisyys on 6,98 metriä, saadaan kokonaismassaksi 38,13 kg. Suurin sallittu kokonaismassa rajoittuu kuitenkin edellä mainittuun 38 tonniin. [Finlex] [Valtioneuvosto]

2.2 Erilaiset akselistovariaatiot

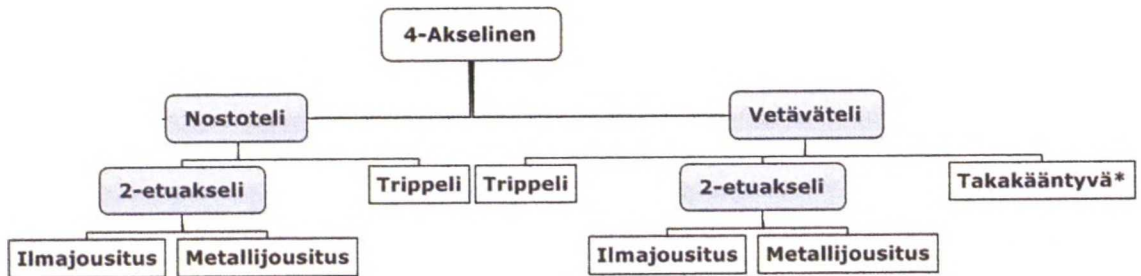
Sisu Auto on perinteisesti tarjonnut asiakkailleen lukuisia eri akselistoratkaisuja. Sisu Polar-malliston akselistoratkaisulla saadaan koottua yhteensä 15 erilaista akselistokokonaisuutta. Kolmiakseliseen autoon on saatavilla kaksi erilaista ratkaisua, neliakseliseen seitsemän ja viisiakseliseen kuusi. Mahdolliset eri akselistovariaatiot on esitetty kaavioissa 1 ja 2.

3-Akselinen

- Nostoteli
- Vetävä teli

4-Akselinen

- Nostoteli
 - 2. Etuakseli
 - Ilmajousitettu
 - Metallijousitettu
 - Trippeli
- Vetävä teli
 - 2-Etuakseli
 - Ilmajousitettu
 - Metallijousitettu
 - Trippeli
 - (Takakääntyvä)

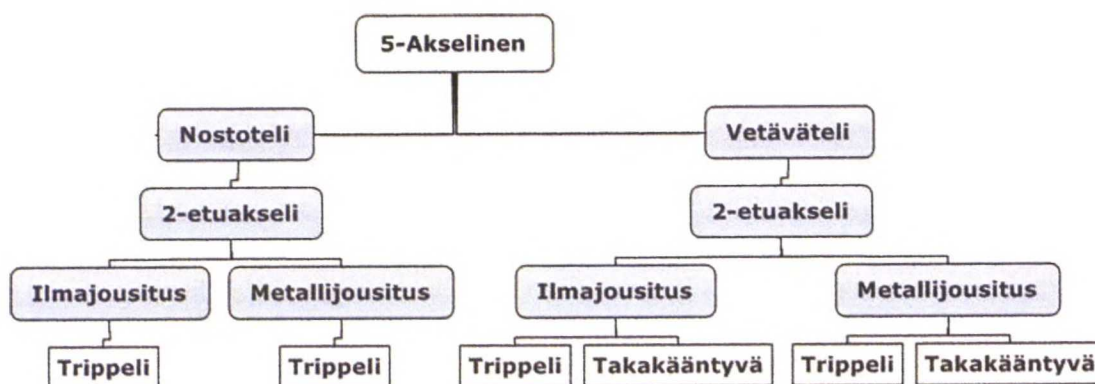


Kaavio 1. 4-akselisen auton eri akselivariaatiot

*Takakääntävä eli viimeisenä yksikköakselina käytettävää ohjattavaa ja nostettavaa akselia ei ole tarjolla Sisu Auton valmistamiin neliakselisiin autoihin, mutta sen käyttö on teoriassa mahdollista.

5-Akselinen

- Nostoteli
 - 2-Etuakseli (+Trippeli)
 - Ilmajousitettu
 - Metallijousitettu
- Vetävä teli
 - 2-Etuakseli (+Trippeli)
 - Ilmajousitettu
 - Metallijousitettu
 - 2-Etuakseli (+Takakääntävä)
 - Ilmajousitettu
 - Metallijousitettu



Kaavio 2. 5-akselisen auton eri akselivariaatiot

Akselistoratkaisun vaikutus sallittuihin akselimassoihin on esitetty seuraavassa taulukossa.

Taulukko 1. Sisu Auton eri akseleiden suurimmat tekniset sallitut massat [Sisu Auto Trucks]

Akseli	Lyhenne	Suurin	
		Sal.	massa
Etuakseli	B	9	t
Etuakseli (2-etuakselia)	B(B)	10	t
Väliakseli (ilmajousitettu)	A	7,5	t
Väliakseli (teräsousitettu)	(B)B	10	t
Vetävä teliakseli	J(J)	13	t
Nostotelin vetävä (trapetsi)	J(F)	12,15	t
Nostotelin nouseva (trapetsi)	(J)F	9,85	t
Nostotelin vetävä (baraabeli)	H(E)	11,05	t
Nostotelin nouseva (baraabeli)	(H)E	8,98	t
Takakääntyvä	A	7,5	t

2.3 Erilaisten akseli- ja jousitusvariaatioiden vaikutus

Kuorma-auton painojakauma voi vaihdella akseliratkaisun, akselietäisyyksien ja päälrakenteen eli käyttötarkoituksen mukaan huomattavasti. Ilman päälrakenteita olevan kuormaamattoman kuorma-auton painojakauma on yleisesti etu- ja taka-akselin välillä 50/50, jolloin painopisteen pituussijainti on akselivälin puolivälissä. Kuormatun ajoneuvon painopisteen sijaintia on vaikea arvioida ilman tarkempaa laskentaa. Voidaan arvioida, että kuormaamattoman soralavalla varustetun 4-akselisen kuorma-auton painojakauma on noin 35/65. Vastaavassa 3-akselisessa optimaalisesti kuormatussa ajoneuvossa painojakauma etuakselin ja telin välillä on noin 30/70. [Kananen]

Eri jousitusvaihtoehdoilla pystytään muuttamaan ajoneuvon stabiiliutta ja käyttäytymistä niin staattisessa kuin dynaamisessa kuormitustilanteessa. Taulukosta 1. voidaan havaita, että jousituksen rakenteella on myös vaikutus akseleille sallittaviin massoihin. Lainsäädäntö suosii ilmajousitettujen akselien käyttöä suuremmat sallitut massat sallimalla, vaikka metallijousituksella saavutetaan akselille suurempi tekninen sallittu massa.

Jousituksen ominaisuuksilla on ajoneuvon käyttäytymisen lisäksi vaikutus koko ajoneuvon rakenteeseen ja sen kestävyYTEEN. Jousituksen tarkoituksena on absorboida akseleille aiheutuvat kuormanvaihtelut ja värähtelyt sekä estää esimerkiksi rungon liiallinen rasittuminen. Usein suunnittelussa joudutaan tyytymään kompromisseihin ajomukavuuden, kallistusvakauden ja kuormankantokyvyn suhteen.

3 Simuloinnin perusteet

Simulointi on jonkin todellisen asian tai prosessin jäljittelyä. Sen tarkoitus on esittää valitun fysikaalisen tai abstraktin systeemin haluttuja ominaisuuksia tai käyttäytymistä. Toimintaa kuvataan matemaattisilla yhtälöillä, jotka perustuvat yleisiin fysiikan lakeihin. Simuloinnilla mahdollistetaan muutoin vaikeasti havaittavien vuorovaikutusten esilletuominen. Simuloinnin tukena käytettävän mallinnuksen voidaan sanoa olevan yksinkertaistettu näkökulma monimutkaisesta todellisuudesta. Tieteellinen malli edustaa kokeellista kappaletta, ilmiötä tai fysikaalista prosessia loogisella tavalla.

Simulointi on läsnä ihmisen nykyisessä jokapäiväisessä elämässä. Sitä käytetään laajasti esimerkiksi mediassa, tietokonepeleissä ja erilaisten harjoitteiden tukena. Simulointia voidaan pitää virtuaalisen maailman materialisointina, joka kuvaa erilaisten tapahtumien ja hetkien mahdollisia sarjoja. Tämä antaa käsityksen simuloinnin käyttömahdollisuuksista. Hahmotelman avulla voidaan halutun tilanteen tai olosuhteen antamat tulokset käsitteellistää, havainnoida ja antaa niille muoto. Virtuaalinen todellisuus mahdollistaa todellisessa maailmassa mahdottomien asioiden ja ilmiöiden käsitteellistämisen. [Niklass]

3.1 R & D Simulointi

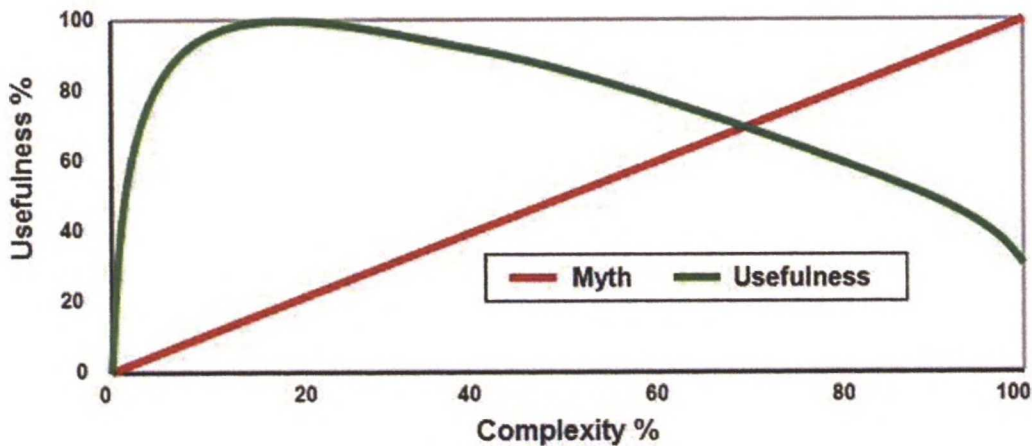
R & D (Research and Development) simulointiohjelmat on kehitetty tukemaan ja edistämään tuotekehitystä ja suunnittelua. Ohjelmistoissa yhdistyvät tuotekehityssimulaattori, simulointiohjelmisto ja fyysinen simulaattori. R & D simulaattorin tavoitteena on mahdollistaa tuotteen kehitys mahdollisimman pitkälle ilman fyysisiä prototyyppisiä tai malleja. Simuloinnin avulla pystytään parantamaan suunnittelukohteen ominaisuuksia. Samalla vähennetään tuotekehityksen kustannuksia ja vaadittavia resursseja. Simulointia voidaan käyttää myös pohjana FEA-ohjelmistoille. Simuloinnin avulla määritellään kuormitusten laskentaa varten tarvittavat voimat tai siirtymät.

The Journal of Engineering Integrity Society julkaisi tammikuussa 1999 Harty D:n artikkelin The Myth of Accuracy, jossa hän esitti mallintamisen kolme mahdollista metodologiaa:

1. Yksi monimuotoinen malli kaikkiin ongelmiin
2. Useiden mallien optimointi tarvittavaan tehtävään
3. Mallin kehittyvä monimuotoisuus

Ensimmäinen vaihtoehto vaatii täydellisen mallin edellyttämään testaus- ja tarkistamustoimintaa. Tämä menettelytapa saattaa olla aivan liian hidas suunnittelun etenemiselle. Toisen metodologian käyttö saattaa muotoutua liian monimutkaiseksi, kun lopulta useat mallit ovat vuorovaikutuksessa keskenään. Viimeinen vaihtoehto on muunneltavin ja joustavin, sillä mallia voidaan testata, tarkistaa ja muuttaa

suunnitteluprosessin edetessä. Usein simulointimallia rakennettaessa pyritään hyvin tarkkaan ja monipuoliseen ratkaisuun. Tämä ei kuitenkaan välttämättä ole tuotesuunnittelun kannalta tehokasta. Tiettyssä pisteessä mallin tarkkuus alkaa rajoittaa sen käytettävyyttä. Tämä johtuu siitä, että mallin rakentaminen vaatii resursseja ja aikaa, jolloin sen valmistuminen on liian hidasta suunnitteluprosessin kannalta. Harty D. esitti artikkelissaan kuvaajan mallin monimuotoisuuden ja sen käytettävyyden suhteesta (Kuva 1).



Kuva 1. Mallin monimuotoisuuden suhde sen käytettävyyteen [Niklass]

Usein oletetaan mahdollisimman kattavan ja monipuolisen mallin olevan paras mahdollinen vaihtoehto. Tätä olettamusta kuvaa Harty D:n myytti (myth). Mallin monimutkaisuuden raja saavutetaan, kun sen käytettävyys ei enää vastaa olettamusta. Ideaalitulanteessa simulointimallin rakentaminen mukailee suunnitteluprosessia mahdollisimman tarkasti, jolloin sitä voidaan hyödyntää analyyseihin ja suunnitteluparametrien optimointiin suunnittelun eri vaiheissa. [Niklass]

3.2 Ajoneuvojen ja raskaiden työkalujen simulointi

Ajoneuvoteollisuus on vaiheessa, jossa se kohtaa historiansa vaikeimpia haasteita. Valmistajat ovat jatkuvassa prosessissa, jossa tuotantoa pyritään tehostamaan ja samanaikaisesti kilpailemaan lopputuotteen hinnalla. Asiakkaiden odotukset ja tietoisuus uusista innovaatioista, toimivuudesta ja laadusta lisääntyvät jatkuvasti. Tiukentuvat ympäristö- ja päästönormit puolestaan luovat rajoitteita tuotteiden suunnitteluun.

Ajoneuvo- ja työkaluteollisuuden käyttöön on nopeasti luotu useita työkaluja, joilla tuotteita pystytään optimoimaan ja testaamaan jo suunnitteluvaiheessa. Nämä simulointiohjelmat mahdollistavat virtuaalisten prototyyppien, komponenttien, kokoonpanojen ja kokonaisten ajoneuvojen luomisen ja testauksen. Suurimpana etuna perinteiseen prototyyppiin on resurssien säästyminen tuotekehityksen tehostuessa. Kehittyneellä virtuaalisella mallilla pystytään eliminoimaan useat ongelmat, jotka muutoin ilmenevät vasta prototyypin testausvaiheessa. Näin lyhennetään suunnittelun iterointiprosessia ja minimoidaan suunnittelun riippuvuussuhde prototyypin rakennukseen ja testaukseen liittyvistä ongelmista ja viiveistä. Simuloinnin avulla mahdollistetaan myös vaarallisten ja muutoin hankalien

testien tekeminen turvallisesti. Tuotekehitysprosessin edetessä myös mallin kompleksisuutta pystytään syventämään, jotta se vastaisi paremmin suunnittelun tarpeita. Mallia luodessa opitaan ymmärtämään suunniteltavan laitteen toimintaa ja tuntemaan sen tarvitsemat tekijät. Tarvittavien muutosten tekeminen virtuaaliseen malliin on nopeampaa kuin fyysisen prototyypin variointi. Muunneltavuus onkin yksi tavoite simulointimallia luodessa. Mallin parametrisointi on yksi tapa parantaa mallin muunneltavuutta ja käyttömahdollisuuksia. Parametrisointia käytetään erityisesti erilaisten säätöjärjestelmien optimoinnissa.

Tänä päivänä simulointiohjelmistoilla pystytään kattamaan testauksen ja tutkimuksen tarpeet hyvin monipuolisesti. Simuloinnilla pystytään optimoimaan ajoneuvon dynamiikkaa, polttoaineen kulutusta, aerodynamiikkaa sekä erilaisia luonnonilmiöitä. Lisäksi pystytään testaamaan NVH (noise, vibration & harshness) -ominaisuuksia ja analysoimaan turvallisuuteen liittyviä tekijöitä. Muun muassa turvatyynyn toimintaa ja vaikutusta matkustajaan kolaritilanteissa pystytään simuloimaan.

Simuloinnissa käytettävät ohjelmistot voidaan karkeasti jakaa neljään eri kategoriaan perusominaisuuksien ja rakenteen perusteella. Matemaattiset ohjelmistot ovat laskennan kannalta tehokkaita. Mallit perustuvat ohjelmoijan johtamiin matemaattisiin kaavoihin, mikä vaatii ohjelmiston käyttäjältä tietoa mallissa esiintyvistä fysikaalisista ilmiöistä ja niiden laskentatavoista. Virheiden mahdollisuus mallissa kasvaa, kun yhtälöt joudutaan kirjoittamaan ohjelmaan itse. Myös mallin ja simuloitavan tilanteen muuttaminen on työlästä ja hidasta. Matlab-ohjelmistoon kuuluva Simulink on matemaattisessa mallinnuksessa yleisesti käytetty sovellus.

CAE-ohjelmistoja käytetään yleisimmin kinematiikan ja perusdynamiikan simulointiin. Vaikka niitä ei pääasiassa ole suunniteltu simulointien tekemiseen ja ne ovat liian rajallisia reaali maailman kuvaamiseen, on yksinkertaisten mallien tarkastelu niillä helppoa. Etuna muihin ohjelmistotyyppeihin on integraatio suunnitteluympäristöön. Simuloinnista saadaan helposti muunneltava ja parametrien lisääminen on yksinkertaista. Ohjelmoijan ei itse tarvitse syöttää yhtälöitä ohjelmaan.

FEA-ohjelmia käytetään yleisimmin simulointiprosessin tai simulointiohjelmiston osana kuormitusten tai siirtymien määrittämiseen. Mallit voivat olla lineaarisia tai epälineaarisia. Mekaniikan lisäksi elementtimenetelmän avulla pystytään simuloimaan lämmön siirtymistä, virtauksia sekä sähkömagnetismia.

MBS-mallinnustekniikkaa hyödyntävät ohjelmistot ovat hyvin yleisiä ajoneuvoteollisuudessa. Niillä pystytään mallintamaan kinematiikkaa sekä useiden kappaleiden dynamiikkaa lähes täydellisesti. MBS-ohjelmistojen etuna ovat niiden vuorovaikutusmahdollisuudet CAE- ja FEA-ohjelmistojen kanssa. Mallit ovat helposti muunneltavia ja parametrisoitavissa. MBS-mallit ovat avoimia itse ohjelmoitavien elementtien ansioista. Simulointitekniikan huonoiksi puoliksi voidaan laskea mallinnusominaisuuksien rajallisuus CAE-ohjelmistoihin verrattuna. Laskennan perustana käytettävien funktioiden tiedot eivät ole yhtä havainnollisesti esillä kuin matemaattisissa ohjelmistoissa. [MeVEA] [MSC Software] [VTT]

3.3 Äänen ja värähtelyn simulointi

Ääni ja värähtely saattavat olla syy moniin rakenteiden kestävyys- ja väsymiseen liittyviin ongelmiin. Lisäksi ne huonontavat ajoneuvon käyttömukavuutta ja

ergonomiaa. Ääni- ja värähtelyominaisuudet liitetään usein suoraan tuotteen laatuun ja siksi niiden tutkiminen on yksi tuotekehityksen tärkeimmistä painopisteistä ja kilpailun kohteista. NVH-ominaisuuksien kehittäminen on hankalaa, sillä äänen ja värähtelyn kulkeutuminen moottorista, voimalinjasta ja tiestä kuljettajaan ja matkustajaan riippuu useista eri tekijöistä. Ajoneuvon rakenteet johtavat ääntä ja värähtelyä, mutta jo pienillä muutoksilla suunnittelussa voidaan saada aikaan suuria eroja. NVH-simulointia on perinteisesti tehty elementtimenetelmällä (FEM). Sen metodologia ei kuitenkaan toimi kaikissa tilanteissa riittävän tarkkuuden saavuttamiseksi. Jotta FEM-mallinnus tuottaisi tarkkoja tuloksia, tarvitaan usein lähes täydellinen elementtimalli rakenteesta. Tämä on monimutkaisissa ja suurissa kokonaisuuksissa hyvin hankalaa. Toisaalta yksinkertaistettujen mallien käyttö on yleistä, mutta niiden tarkkuus on rajallinen vaadittavien olettamusten johdosta. EFEA (Energy Finite Element Analysis) menetelmällä pystytään mallintamaan äänen kulkua ilmassa. Yksi sovelluskohteista on äänen kulkeutuminen hytin sisällä. Perinteisen elementtimenetelmän perustuessa elementtien siirtymiin, EFEA käyttää energiaa pääasiallisena muuttujana, jolloin voidaan käyttää karkeampia verkkoja. Ongelmana aaltoliikkeen simuloinnissa elementtimenetelmällä onkin verkon tarkkuuden kasvaminen liian suureksi. Jotta aaltoliike pystytään jäljittelemään elementeillä, tarvitaan korkeilla taajuuksilla tarkkoja ja raskaita malleja. Yli 200 Hz ylittävän aallonpituuden simulointi elementtimenetelmällä on liian raskasta nykyisillekin tietokoneille. EFEA menetelmällä pystytään tekemään malleja jopa yli 1 kHz taajuuksille. Vastaavaa EBEA (Energy Boundary Element Analysis) menetelmää voidaan käyttää ajoneuvon ulkopuolisten äänilähteiden simulointiin. Tällaisia ovat esimerkiksi äänen kulkeutuminen renkailla tuulilasille.

Uutta suuntausta NVH-mallinnukselle edustaa hybridisimulointimenetelmä, jossa yhdistyvät dynaamiset testipohjaiset mallit ja täydelliset elementtimenetelmän komponentit. Näin muodostuva FEM-mallinnusprosessia tarkempi, nopeakäyttöisempi ja luotettavampi malli perustuu suoraan fysikaaliseen todellisuuteen. Koska testipohjainen malli vaatii perustakseen prototyypillä tehdyn dynaamisen testauksen, soveltuu simulointitapa parhaiten komponenteille ja alikokoonpanoille, joihin ei oleteta tehtävän suuria muutoksia alkuperäisestä suunnitelmasta. [Puri, Morrey & Rubnyi] [MSC Software] [LMS]

3.4 Hardware in the loop -simulointi

Yksi reaaliaikasinuloinnin käyttökohteista on monimutkaisten sulautettujen järjestelmien (embedded systems) simulointi eli hardware in the loop -simulointi (HIL). Simuloitavan systeemin kompleksisuuden kasvaessa monimutkaistuu myös sitä ohjaava sulautettu järjestelmä. Reaaliaikasinuloinnit voidaan jakaa kolmeen eri osa-alueeseen toteutustapansa mukaan. Prosessi ja ohjausjärjestelmä voidaan toteuttaa ohjelmallisesti tai käyttäen todellisia järjestelmässä käytettyjä komponentteja. Reaaliaikasinuloinnin osa-alueet ovat:

- Todellinen prosessi - ohjausjärjestelmä simuloitu (Control system)
- Simuloitu prosessi - ohjausjärjestelmä simuloitu (Software in the loop)
- Simuloitu prosessi - todellinen ohjausjärjestelmä (Hardware in the loop)

Reaaliaikasilmuointi voidaan suorittaa tavanomaisella PC:llä, mutta silloin käytetään erillisiä FPGA I/O -kortteja. Tämä johtuu siitä, että Windows - käyttöjärjestelmä ei ole reaaliaikainen. Sen päällä voidaan kuitenkin käyttää erillistä reaaliaikakäyttöjärjestelmää. Reaaliaikasilmuoinnin vaatimat nopeat I/O -rajapinnat sekä tietokoneelta vaadittava korkea suoritusteho johtavat usein silmuointilaitteiston korkeaan hintaan ja rajoittavat sen käyttöä.

HIL -silmuointitekniikassa silmuoituu järjestelmään on kytketty todellisen ohjausjärjestelmän osa tai komponentti. Komponentti on yleensä ohjausyksikkö, esimerkiksi ECU. Ohjausyksikön lisäksi myös muita todellisen järjestelmän osia saatetaan kytkeä silmuoituu järjestelmään. Syynä tähän saattaa olla esimerkiksi niiden vaikea mallinnettavuus tai reaaliaikasilmuoitavuus. HIL -silmuointi voidaan toteuttaa myös ohjausjärjestelmän osia silmuoimalla. Silmuointimalli esittää järjestelmää, joka lukee ohjaimelta saatavaa signaalia ja lähettää informaatiota takaisin ohjaimelle.

HIL -tekniikalla silmuoidun järjestelmän tarkoituksena on antaa kaikki todellisen järjestelmän sähköiset toiminnot ja vasteet ohjausyksikön testausta ja kehitystä varten. Ohjaussovelluksen kehitystyön ei enää tarvitse odottaa ohjattavan laitteen valmistumista, vaan ohjelmistokehitys voidaan tehdä rinnakkain muun laitteiston kanssa. HIL -silmuoinnin etuina ovat reaaliaikaisuus sekä mahdollisuus käyttää ohjelmaa sillä alustalla, jolla sitä lopputuotteessakin käytetään. Lisäksi järjestelmästä saatavat sisään- ja ulostulot ovat oikeita signaaleja. Silmuoinnin avulla pystytään ohjausjärjestelmää testaamaan ja kehittämään ilman todellista prosessia. Erityisesti vaativissa olosuhteissa, kuten alhaisissa ja korkeissa lämpötiloissa tai sähkömagneettisissa olosuhteissa tehtävät testit, on yksinkertaista ja edullista tehdä ohjausjärjestelmälle silmuoinnin avulla. Järjestelmävikojen ja niihin liittyvien vaaratilanteiden sekä ylikuormituksen testaus ja kehitystyö pystytään suorittamaan silmuoimalla ilman suuria resursseja vaativia kokeita. Kaikki silmuoimalla tehdyt testit ovat toistettavissa milloin tahansa. Ohjausjärjestelmän kannalta käyttöliittymien ja ihminen-kone rajapintojen kehittäminen on helppoa HIL -silmuoinnin avulla.

Hardware in the loop -silmuoinnissa käytetty malli voi koostua useista eri osa-alueista. Varsinainen malli kuvastaa ohjausjärjestelmän käskemää kokonaisuutta, esimerkiksi moottoria tai ajoneuvoa. Anturimallit ja toimilaitteet voidaan sisällyttää varsinaiseen malliin, mutta ne voivat olla myös erillisinä kokonaisuuksinaan. Antureiden ja toimilaitteiden mallintamista hankaloittaa usein niiden epälineaarisuus. Tämän takia joissain tapauksissa mallien sijaan käytetään todellisia anturi- ja toimilaittekomponentteja.

Yksi HIL -silmuoinnin käyttötarkoituksista on virheiden löytäminen ja virhetilanteiden testaus ja analysointi ohjausyksiköissä. Lisäksi silmuoinnin avulla voidaan tutkia ohjausjärjestelmän virheetunnistuskyyä. Tunnistettavia virhetilanteita voivat olla esimerkiksi virheelliset ja puuttuvat kytkennät tai anturien ja toimilaitteiden häiriöt.

HIL -silmuoinnin käyttöönotto aloitetaan selvittämällä kaikki tarvittavat sulautetun järjestelmän signaalit. Tämä on yksinkertaisinta tehdä listaamalla ohjausyksikön sisään- ja ulostulot, niiden alueet, resoluutiot ja näytteenottotaajuudet. Mallin sisään- ja ulostulojen tulee olla ”peilikuvia” ohjaimen signaaleille. Silmuoinnin arkkitehtuurin kannalta tulee suunnitella todellisten ja silmuoitavien ohjausjärjestelmän osien sekä komponenttien käyttö. Lisäksi tulee valita käytettävä silmuointialusta, ohjelmisto sekä I/O-toteutus. [Kinnanen] [OPAL-RT Technologies]

3.5 Ajoneuvon dynamiikka ja sen simulointi

Ajoneuvodynamiikan ehkä merkittävin askel oli pyörän keksiminen Mesopotamiassa 4000 eKr. Seuraavan kehityssakeleen voidaan katsoa tapahtuneen 1800-luvulla, jolloin hevosten vetämissä kärryissä alettiin käyttää nahkahihnoja alkeellisena jousituksena ajomukavuuden parantamiseksi. Ensimmäinen ajoneuvon käyttäytymistä käsittelevä julkaisu oli englantilaisen Maurice Olleyn ”Road manners of modern car”. Olley oli arvostettu General Motorsin insinööri, jota pidettiin uransa aikana yhtenä parhaimmista jousitusasiantuntijoista. Tuolloin ei vielä tunnistettu varsinaista ajoneuvon dynamiikkaa, vaan puhuttiin ajoneuvon käyttäytymisestä ja käytöksestä. Ensimmäisen tiettävästi kokeelliseen ja tieteelliseen tarkasteluun perustuvan julkaisun teki Institution of Mechanical Engineering. ”Theoretical prediction and experimentation substantiation of the responses of an automobile to steering control” julkaistiin vuonna 1956. Ajoneuvojen turvallisuus nousi vahvasti esille 1960-luvulla. Ralph Nader julkaisi tohtorinväitöskirjansa ”Unsafe at Any Speed”, jossa esiteltiin useita turvallisuuteen liittyviä seikkoja ja uudistuksia kuten turvavyöt. Kirja herätti paljon keskustelua arvostellessaan Chevrolet Corvair urheiluautoon liittyviä ongelmia ja puutteita. Autossa havaittiin takana sijaitsevasta moottorista, keinojousitetusta taka-akselista ja etummaisen kallistuksenvakaajan puutteesta johtuva kaatumisvaara. 1990-luvun merkittävin tekijä ajoneuvodynamiikan kehitykseen oli Mercedesen A-luokan henkilöauton kaatuminen väistökokeessa. Ajoneuvojen dynamiikkaan liittyvistä testeistä eivät vieläkään säädetä lainsäädännössä, mutta niiden tulokset ovat tulleet julkisemmiksi ja paremmin kuluttajien tietoisuuteen. [Blundell] [Milliken]

Tärkeä osa simulointimallin käyttöönottoa on mallin verifiointi. Tämä tapahtuu vertaamalla simuloinnista saatuja tuloksia todellisella tuotteella tai prototyypillä tehtyjen testien tuloksiin. Simulointi ohjelmistolla ja fyysisellä testausajoneuvolla voidaan tehdä testejä open loop ja close loop periaatteilla. Open loop periaatteessa ohjauksen impulssit on ennalta päätettyjä, jolloin kuljettajasta johtuvat vaikutteet pyritään minimoimaan. Tällöin verrataan ajoneuvon saamien ohjausimpulssien vaikutusta ajoneuvon kulkemaan rataa. Close loop periaatteessa ajoura on ennalta määrätty. Close loop testissä pyritään usein maksimi nopeuteen tai määrättyyn sivuttaiskiikityvyystasoon. Ajoneuvojen testaukseen on standardoitu useita erilaisia testejä. Ne jakautuvat testiperiaatteen mukaan:

Open loop testit:

- ISO 7401 Askelvastetestti (Step steering wheel input)
- ISO 7401 Siniaalto ohjaustesti (Sinusoidal input, kasvava amplitudi tai taajuus)

Closed loop testit:

- ISO 4138 Vakioympyrätestti (Steady state circular test, vakiosäde)
- ISO 3888 Kaistanvaihtotesti (Double lane change, kaksoiskaistanvaihtotesti)
- ISO 7978 Jarrutus & käänö (Breaking in a turn)
- ISO 14512 Suora jarrutus jakautuneen kitkan alustalla (Straight-ahead braking on surface with split coefficient of friction)

Muita yleisesti käytettyjä testejä ovat:

- Kiihdytys suoralla
- Jarrutus suoralla
- Kitkaolosuhteiden muutos ympyräkokeessa.

Ajoneuvoa kuin myös simulointimallia testaamalla saadaan mitattua useita eri ilmiöitä ja suureita. Ajoneuvon toiminnan kannalta kiinnostavia mittaushetkiä ovat muun muassa kiihtyvyydet x -, y - ja z -suuntaan, kulmanopeudet sekä renkaiden sortokulmat. Renkaista voidaan lisäksi mitata pyörimisnopeutta ja rengasvoimia. Tämä onnistuu myös fyysisestä ajoneuvosta mittanavan avulla. Kuljettajan toiminnan kannalta oleellisia mittaussuureita ovat ohjauspyörän kulmamuuutos sekä momentti, kaasus- ja jarrupolkimen asento ja jarrupaine. Lisäksi kuljettajalle kohdistuvia voimia kuten ohjauspyörän palauttavaa momenttia voidaan simuloida takaisinkytkennällä.

Hyvänä esimerkkinä erilaisista mallinnustarkkuuksista voidaan pitää jarrujen simulointimalleja. Yksinkertaistetussa mallissa jarrut voidaan mallintaa moduulina, joka vastaanottaa signaalia jarrupolkimelta ja antaa eteenpäin jarrumomenttia renkaalle. Poljinsignaali voidaan ottaa huomioon järjestelmän välityssuhteista johtuvat viiveet ja akselilla jarruvoiman jakosuhdekertoimet. Tarkemmassa mallissa voidaan mallintaa jarrun eri toimilaitteet ja simuloida hydraulista tai pneumaattista jarrujärjestelmää. Tarkassa mallissa pyritään mallintamaan koko jarrun mekaniikka. [Tuononen & Koisaari]

3.5.1 Ajoneuvodynamiikka

Ajoneuvodynamiikka käsittää hyvin laajan alueen ajoneuvoon ja sen liikkeisiin liittyviä ominaisuuksia. Selkeimmin kuljettajan ja matkustajan havaittavissa ovat ajoneuvon ajo- ja ohjaustuntuma. Ajoneuvodynamiikassa onkin kyse auton käyttäytymisen lisäksi myös ihmiskehosta ja sen reaktioista ajoneuvon liikkeisiin. Ajoneuvon osalta dynamiikka voidaan karkeasti jakaa kolmeen osaan; renkaan, jousituksen ja pyöräntuennan sekä massan dynamiikkaan. Tarkemmassa tarkastelussa ajoneuvon kokonaisdynamiikkaan vaikuttavat kuitenkin useammat tekijät kuten rungon jäykkyys ja voimalinjan ominaisuudet. Ajoneuvon dynamiikka voidaan jaotella myös liikesuuntien mukaan kolmeen pääryhmään: pitkittäis-, poikittais- ja pystysuuntaan. Pitkittäissuunta käsittää kiihdytyksen ja jarrutuksen liittyvät ilmiöt. Poikittaissuunta sisältää ajoneuvon kaarrekäyttäytymisen eli yli- ja aliohjautuvuuden ilmiöt sekä ajoneuvon kallistumiseen liittyvän dynamiikan. Pystysuunta tarkoittaa kuormankantokykyä sekä heilahtelun ja värähtelyjen vaimennusta.

Renkaan dynamiikan simulointi on todennäköisesti ajoneuvodynamiikan haastavin osa-alue, sillä siihen liittyy paljon approksimaatioita ja vaikeasti mitattavia ja laskettavia ilmiöitä. Renkaiden dynamiikan mallintamiseen on kehitetty useita erilaisia malleja ja työkaluja. Näistä yleisimpiä ovat kokeellisiin menetelmiin perustuvat hakutaulukot (look up table), yksinkertaisiin yhtälöihin perustuva Fiala, monimutkaisempaan matemaattiseen malliin perustuva Magic Formula, lankamalli (String-model), FEM (Finite Element Method), jäykistä elementeistä muodostuva fysikaalinen malli F-Tire,

SWIFT (Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre model) sekä puhtaat ja yhdistellyt liukumamallit. [Tuononen & Koisaari 2010]

Renkaiden dynamiikan tarkastelun lähtökohdaksi voidaan ottaa pyörän asentokulmat ja niiden muutokset jousituksen funktiona. Dynamiikkaan vaikuttavia muunneltavia pyöräntulmia ovat aurauskulma, camber (pyörän sivukallistuma) ja caster (olka-akselin takakallistuma) sekä KPI (olka-akselin sivukallistuma). Renkaan dynamiikan kuvaamiseen tarvittavat suureet ovat pystyvoima:

$$F_z = f(d_z, v_z, k, c) \quad [1]$$

missä d_z = renkaan pystysuuntainen painuma, v_z = renkaan pystysuuntainen liikenopeus, k = renkaan pystysuuntainen jäykkyysskerroin ja c = renkaan pystysuuntainen vaimennuskerroin.

Pitkittäisvoima:

$$F_x = f(s, F_z) \quad [2]$$

missä s = renkaan luisto.

Sivuvoima:

$$F_y = f(a, \delta, F_z) \quad [3]$$

Palauttava momentti:

$$M_z = f(a, \delta, F_z) \quad [4]$$

missä a = renkaan sortokulma ja δ = renkaan camberkulma.

Sikä vierintävastus:

$$M_z = f(rr, F_z) \quad [5]$$

Missä rr = renkaan vierintävastuskerroin.

Renkaan mallinnuksessa merkittävimpiä tulevaisuuden tavoitteita ja kehityskohteita ovat joustavan ja deformeituvan maaperän mallintaminen sekä erilaisten kitkaolosuhteiden reaaliaikainen mallintaminen.

Jousituksen, pyöräntuennan sekä massan dynamiikka voidaan esittää myös ajoneuvokoordinaatiston avulla, jolloin ne jaotellaan pitkittäiseen, sivuttaiseen ja pystysuuntaiseen dynamiikkaan. Pitkittäisdynamiikka käsittää ajoneuvon liikesuunnassa tapahtuvien kiihdytys- ja jarrutussuureiden tarkastelua. Sivuttaisdynamiikka liitetään yleisesti ajoneuvon suuntavakauden, kaarreajo-ominaisuuksien ja ajoneuvon kallistustaipumisen hallintaan. Pystysuuntainen dynamiikka vaikuttaa jousituksen, painon jakautumisen ja kallistusvakauden kautta myös pitkittäis- ja sivuttaisdynamiikkaan, mutta yhdistetään yleisimmin ajomukavuuteen ja turvallisuuteen.

Jousituksen simulointi tapahtuu yksinkertaisimmillaan käyttämällä erilaisia jousi- ja vaimennuselementtejä. Elementit voivat olla lineaarisia tai epälineaarisia. Lineaariselle elementille määritellään arvo yhdelle muuttujalle, esimerkiksi jousivakiolle. Epälineaarisen elementin määrittäminen tapahtuu mittaustiedon ja spline-elementin perusteella. Lineaarinen kierrejousi noudattaa funktiota:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot i_f \cdot D_m^3} \quad [6]$$

missä G = materiaalin liukukerroin, d = jousilangan halkaisija i_f = joustavien kierrosten lukumäärä ja D_m = jousen kierteen halkaisija.

Lineaarinen 1-lehtinen lehtijousi puolestaan noudattaa funktiota:

$$k = \frac{E \cdot b \cdot h^3}{4 \cdot l} \quad [7]$$

ja kerrostettu lehtijousi funktiota:

$$k = \frac{\left(2 + \frac{n'}{n}\right) \cdot E \cdot n \cdot b \cdot h^3}{6 \cdot l^3} \quad [8]$$

missä E = materiaalin kimmokerroin (kylmämuovattuteras $206000 \frac{N}{mm^2}$), b = lehden leveys, h = lehden paksuus, l = jousen puolikkaan pituus, n' = täyspitkien lehtien lukumäärä ja n = jousilehtien lukumäärä.

Ilmajouset simuloidaan yleisesti epälineaarisiksi ja niiden määrittäminen tapahtuu jousen ominaiskäyrästä avulla. Ominaiskäyrästä muodostettaessa on otettava huomioon kaasujen tilayhtälöt. Jousen tasosäätö tapahtuu staattisessa analyysissä differentiaaliyhtälön avulla, mutta dynaamisessa analyysissä tasosäädön ei oleteta reagoivan riittävällä nopeudella. Simuloinnissa ei yleisesti oteta huomioon

lämmönsiirrosta aiheutuvia muutoksia niiden vähäisen vaikutuksen vuoksi. Ilmajousella oletetaan myös olevan vakio pinta-ala.

Heilahtelunvaimentimien ominaisuudet ovat epälineaarisia ja epäsymmetrisiä. Vaimentimessa vaikuttavien voimien summa koostuu tiivisteiden kitkavoimista, vaimennusvoimasta liikenopeuden funktiona sekä kaasuvaimentimissa kaasupaineen aiheuttamasta vakiovoimasta. Vaimentimen simulointi ja mallinnus tapahtuu perustuen mittausdatasta tehtyyn spline-elementtiin.

Voimalinjaa ei yleensä simuloida kokonaisuudessaan ajoneuvomallin kanssa. Moottorin toiminnasta on mielekäästä tehdä oma malli, jotta välttyttäisiin liian raskailta malleilta kokonaista ajoneuvoa simuloitaessa. Moottorin sijaan ajoneuvomallille voidaan syöttää moottorin momentti- ja tehokäyrästä mukaisia arvoja nopeuden funktiona. Lisäksi moottoria voidaan simuloida yksinkertaisella moduulilla joka antaa moottoria vastaavia arvoja kaasupolkimen asennon funktiona. Käytännössä moottorin antamat arvot simuloidaan vääntömomenttina pyörillä tai kardaaniakseleilla. Myös vaihteistosta on tarvittaessa mallin yksinkertaistamiseksi järkevää tehdä oma moduulinsa tai aliohjelmansa, joka muuttaa moottorilta saatavia signaaleja ja välittää ne eteenpäin. Tasauspyörästä voidaan simuloida Coupler-elementillä joka noudattaa funktiota:

$$A(w)_a + B(w)_b + C(w)_c = 0 \quad [9]$$

Missä kertoimet ovat $A = 1,0i$, $B = 0,5i$ ja $C = 0,5i$, missä i = vetopyörästäön välityssuhde.

[Kaijalainen][Tuononen & Koisaari] [Warrendale]

3.5.2 Käytettävä ajoneuvokoordinaatisto

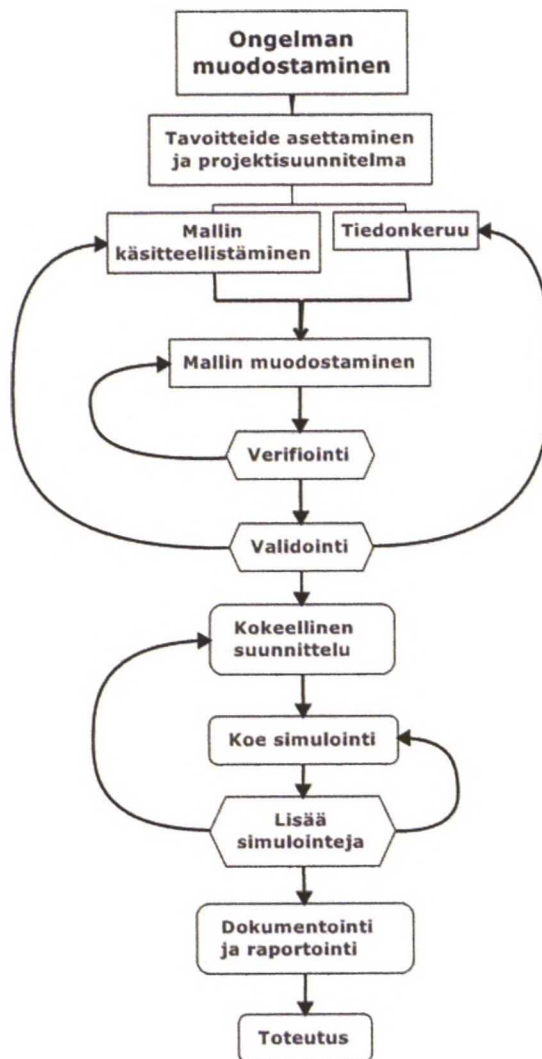
Yleisesti liikesuuntien pitkittäis-, sivuttais- ja pystykoordinaatit noudattavat oikeankäden sääntöä, jossa x-suunta on ajoneuvon pituusakselin suuntainen ja osoittaa eteenpäin. Y-akseli on ajoneuvon poikittaisakselin suuntainen ja osoittaa ajosuuntaan nähden oikealle. Näin ollen z-suunta on ajoneuvon pystyakselin suuntainen ja osoittaa alaspäin. Tätä työtä varten on poikettu yleisestä koordinaatistokäytännöstä Sisu Auton käyttämän mallinnustavan vuoksi. Tämän työn yhteydessä käytetään koordinaatistoa jossa x-akselin suunta on ajoneuvon pituusakselin suuntainen ja osoittaa taaksepäin. Y-akselin on ajoneuvon poikittaisakselin suuntainen ja osoittaa ajosuuntaan nähden oikealle. Z-akseli on ajoneuvon pystyakselin suuntainen ja osoittaa ylöspäin. Koordinaatistoja vastaavat nopeudet ovat v_x , v_y ja v_z sekä kiihtyvyydet a_x , a_y ja a_z . Kiertymistä x-akselin ympäri kutsutaan kallistumiseksi ϕ (roll), y-akselin ympäri nyökkimiseksi Θ (pitch/bounce) ja z-akselin ympäri pystykiertymäksi Ψ (yaw).

3.6 Simulointiprosessi

Simulointiohjelmiston käyttöönotto on yritykselle usein merkittävä investointi, joka nostaa niiden käyttöönottokynnyksen varsin korkeaksi. Ohjelmiston lisäksi vaaditaan ohjelmiston tuntevaa henkilöstöä tai henkilökunnan koulutusta. R & D simuloinnin hyöty saadaan parhaiten esille, kun tuotekehitysprosessi ja tutkimus on jalostunut tarvittavan korkealle tasolle.

Ennen mallinnuksen aloittamista on tiedostettava mallinnuksen tarkoitus ja millaista tietoa tuloksista halutaan. Lisäksi tulee selvittää tutkimuksen kannalta olennaiset kohdat. Mallinnuksen yksinkertaistamiseksi ja nopeuttamiseksi malli tulee suunnitella mahdollisimman yksinkertaiseksi kuvamaan haluttuja ominaisuuksia kuten systeemin liikettä, staattista tasapainotilaa tai dynaamista käyttäytymistä. Mallin yksinkertaistettavat kohdat on suunniteltava niin, ettei mallin tarkkuus oleellisesti kärsi. Tarvittaessa voidaan myös suunnitella malli, joka soveltuu useaan eri käyttötarkoitukseen.

Simuloinnin ja simulointimallin rakentamisen vaiheet on esitetty kaaviossa 3. Mallin muodostaminen aloitetaan suunnitteluongelman tiedostamisesta tai selvittämisestä. Mallille annetaan massa, painopiste, hitausmomentti sekä valitaan sopivat nivelpisteet eli vapausasteet. Mallia tulee testata eli simuloida jo mallinnusvaiheessa mahdollisten virheiden havaitsemiseksi. Mahdollisimman aikaisessa vaiheessa havaitut virheet lyhentävät mallinnuksen vaatimaa aikaa ja resursseja. Simuloinnin antamat tulokset tulee validoida vertaamalla niitä reaali maailmassa tehtyjen testien tuloksiin. Tuloksien realistisuutta voidaan arvioida karkeasti myös yleistiedon perusteella sekä vertaamalla aikaisempiin tai analyttisiin tuloksiin. Mikäli simuloinnin tulokset eivät vastaa tarpeellisella tarkkuudella todellisuutta, täytyy mallia muokata tai tarkentaa. Myös uusia ominaisuuksia voidaan lisätä malliin kun edelliset osa-alueet on havaittu toimiviksi. Mallin tarkennus ja parantaminen tapahtuu pääasiassa iteroimalla, jotta muuttujille löytyisi tarkimmat mahdolliset arvot. Lisäksi malliin voidaan tässä vaiheessa lisätä muunneltavia parametreja. Valmis malli pyritään optimoimaan haluttuun tarkoitukseen mahdollisimman sopivaksi. Tarvittaessa malli voidaan myös automatisoida. [Banks]



Kaavio 3. Simulointimallin rakenteen muodostaminen vaiheittain [Banks]

Jotta mallista saadaan toimiva on simuloitavan systeemin toiminta ymmärrettävä myös luonnossa. Mallinnettaessa reaalimaailmaa on haluttuun lopputulokseen pääseminen todennäköisempää. Tämä ei kuitenkaan tarkoita sitä, että malli vastaisi täydellisesti kaikkia reaalimaailman fysikaalisia ilmiöitä. Kaikilla käytetyillä malleilla ja arvoilla tulisi olla fysikaalinen perusta. [Niklass]

4 Implementointi

Dynamiikkasimulointia on hyödynnetty ajoneuvoteollisuuden tuotekehityksessä jo kauan. Kuitenkin vasta viimeaikoina on saavutettu piste, jolloin kokonaisia ajoneuvoja ja niiden toimintaa ja käyttäytymistä pystytään simuloimaan ja testaamaan luotettavasti. Nykyinen ajoneuvotestaus kohtaa haasteita, joissa tilanteet ja teknologia saattavat vaihtua hyvinkin nopeasti ja dramaattisesti. Tästä syystä tarvitaan myös uusia ja innovatiivisia tapoja, jotka tarjoavat nopeasti uusia ratkaisuja. Simulointi ja erityisesti virtuaalisesti tapahtuva testaus ja verifiointi on autoteollisuuden käytössä vielä varsin uutta verrattuna esimerkiksi tietokoneavusteiseen suunnitteluun. Kehitystä ovat rajoittaneet tietokoneiden laskentatehon rajallisuus sekä ohjelmistojen kehitys. Vielä toistaiseksi on todellisella ajoneuvolla tehtävä testaus ollut useimmiten nopeampaa ja edullisempaa.

Tietokoneavusteisen simuloinnin ja testauksen lähtökohta on sama kuin muulla tietokoneavusteisella suunnittelulla; nopeuttaa tuotteiden pääsyä markkinoille, poistaa tuotekehityksen rajoja, nopeuttaa suunnittelun ja tuotteiden validointia sekä julkistamista ja parantaa tehokkuutta. Yksi simuloinnin tärkeimmistä tehtävistä on alusta alkaen ollut turvallisuus- ja ympäristönormien nopeampi soveltaminen. Koska ajoneuvoteollisuuden tuotteissa on hyvin merkittävänä tekijänä niiden turvallisuus ja luotettavuus, on myös testauksen oltava tarkkaa ja valvottua. Paras ammattitaito löytyy useimmiten ohjelmiston kehittäjältä tai alaan erikoistuneista yrityksistä. Useat autovalmistajat ovatkin ottaneet käyttöön ulkopuolisen yrityksen, jonka tehtävänä on suorittaa virtuaalinen testaus ja simulointi mallin rakentamisesta lähtien.

Tietokoneavusteinen simulointi ei käsitä enää vain tuotteen dynaamisia ominaisuuksia, vaan esimerkiksi myös äänien ja värähtelyjen etenemistä. Simulointiprosessi on tullut moniulotteisemmaksi, jolloin myös ohjelmistoille, laskentateholle ja työntekijöiden ammattitaidolle asetetaan uudenlaisia vaatimuksia.

5 Jousivakion määrittäminen kokeellisesti

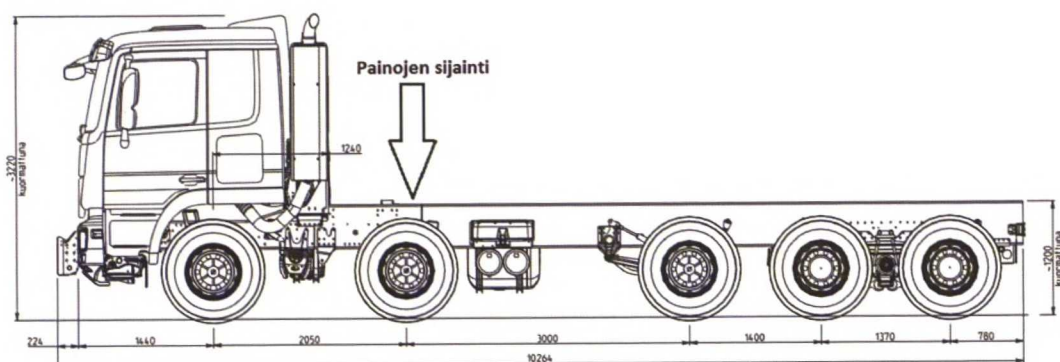
Ajoneuvon käyttäytymistä ja ominaisuuksia mukailevalta mallilta vaaditaan riittävää tarkkuutta, jotta simuloinnin tulokset olisivat riittävän luotettavia. Erityisesti etujousituksen jäykkyyden vaikutus ajoneuvon käyttäytymiseen, ohjautuvuuteen sekä ohjausvasteeseen on merkittävä. Koska simulointimallin avulla on mahdotonta päästä absoluuttiseen tarkkuuteen ja jopa sen lähelle pääseminen vaatisi kohtuuttomasti resursseja verrattuna saavutettavaan hyötyyn, tyydytään tuloksissa noin muutaman prosentin likimääräiseen tarkkuuteen.

Jousivakion määrittäminen voidaan tehdä kokeellisesti usealla eri tavalla. Tämän työn yhteydessä suoritetuissa kokeissa mitattiin lehtijousen pystysuuntaista jousivakiota kuormittamalla ajoneuvossa kiinni olevaa jouta. Samalla saatiin mitattua jousen hystereesikäyttäytymistä. Koska lehtijousen jousivakio ei oletettavasti ole koko joustomatkaltaan lineaarinen, on tuloksena useita jousivakioita eri jouston osa-alueille. Jouselle pyritään tarvittaessa myös muodostamaan epälineaarista jäykkyyttä kuvaavien käyrien funktiot, joita voidaan käyttää simulointiohjelmistossa epälineaarisen jousen jäykkyyden määrittämisen.

5.1 Koejärjestelyt

Jousivakion mittauskokeet suoritettiin Sisu Auton tiloissa Heinäkuun 2012 aikana. Kokeissa käytettiin viisiakselista Sisu Polar DK16M kuorma-autoa. Kyseinen alustaratkaisu soveltui koekäyttöön erinomaisesti. Ajoneuvossa on kaksi kiinteää etuakselia, teliakseli ja vetävä teli. Vetävän telin takimmainen akseli sekä teliakseli ovat nostettavia. Lisäksi teliakseli voidaan nostaa. Poistamalla renkaat toiselta etuakselilta ja nostamalla takimmainen vetäväakseli sekä teliakseli ylös saatiin etuakselin kuormitusta nostettua huomattavasti. Tällöin ajoneuvon akseliväliksi saatiin 6450mm.

Etuakseleiden suurimmaksi sallituksi massaksi on valmistaja ilmoittanut 10000 kg, joka kuitenkin ylitettiin kokeiden aikana reilusti. Kyseessä onkin tekninen painoraja jatkuvaa kuormitusta koskevaan käyttöön.



Kuva 2. Käytetyn ajoneuvon mitat [Sisu Auto Trucks]

5.1.1 Mittaustulosten redusointi

Tämän työn yhteydessä tehdyissä testeissä saatua mittausdataa ei sellaisenaan voida käyttää tulosten analysointiin. Jotta tuloksista saataisiin selville haluttu tieto on mittausdataa käsiteltävä. Testeissä mitatut kuormat tulee redusoida jousille, jotta ne vastaisivat jousille todellisuudessa kohdistuvia kuormia. Jousille kohdistuvat kuormat saadaan redusoitua yksinkertaisen momenttitasapainoyhtälön avulla.

Mittauksissa käytetyn ajoneuvon etujousituksen ja akseliston mitat

- Tuentaetäisyys, t_s 2050mm
- Jousiväli, j_v 840mm
- Jousenpainuman mittauspisteiden etäisyys 750mm
- Lehtijousen leveys 90mm

Koska ensimmäisen mittauksen mittauspisteet sijaitsivat jousilehden reunassa, saadaan jousen todellinen taipuma laskettua lehtijousen keskellä:

$$\Delta o_{tod} = \Delta o + (\Delta o - \Delta v) * \frac{750}{45} \quad [10]$$

missä Δo = oikean jousen mitattu painuma, Δv = vasemman jousen mitattu painuma.

Jouselle kohdistuva kuorma saadaan laskettua momenttitasapainoyhtälön avulla. Tukivoimien vaikutuspisteiden etäisyydet jousiin saadaan laskettua tuentaetäisyyden ja jousivälin avulla. Mittauspisteen etäisyys lähempään jouseen eli momentin vipuvarsi:

$$V_{p1} = \frac{1}{2} * (t_s - j_v) \quad [11]$$

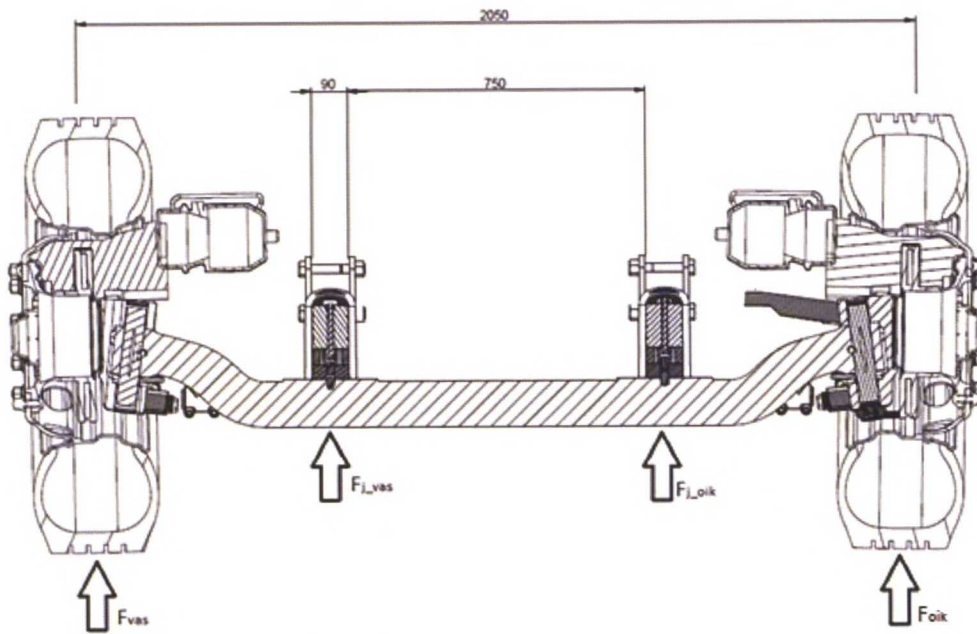
Mittauspisteen etäisyys kauempaan jouseen eli toinen momentin vipuvarsi:

$$V_{p2} = \frac{1}{2} * (t_s + j_v) \quad [12]$$

Muodostetaan momenttitasapaino yhtälöt oikean ja vasemman jousen ympäri:

$$F_{j_vas} * j_v + F_{vas} * V_{p2} - F_{oik} * V_{p1} = 0 \quad [13]$$

$$F_{j_oik} * j_v + F_{vas} * V_{p2} - F_{oik} * V_{p1} = 0 \quad [14]$$



Kuva 3. Voimien vaikutuspisteet [Sisu Auto Trucks]

Momenttitasapainoyhtälöistä saadaan ratkaistua todelliset jousille kohdistuvat kuormat kussakin mittauspisteessä. Nämä redusoidut tulokset on lisätty alkuperäiseen mittauspöytäkirjaan (Liitteet).

5.1.2 Hystereesi

Jousen hystereesi saadaan parhaiten laskettua jousivakiosuorien avulla. Koska mittaustulosten perusteella muodostetuista kuvaajista ei ole saatavilla tarkkoja yhtälöitä, saadaan tarkin aproksimaatio hystereesistä muodostamalla saaduille kuvaajille trendiviivat, joiden yhtälöt ovat tunnettuja. Hystereesi saadaan siis määritettyä painuma- ja paluuliikkeen trendiviivojen väliin jäävää pinta-alaa integroimalla.

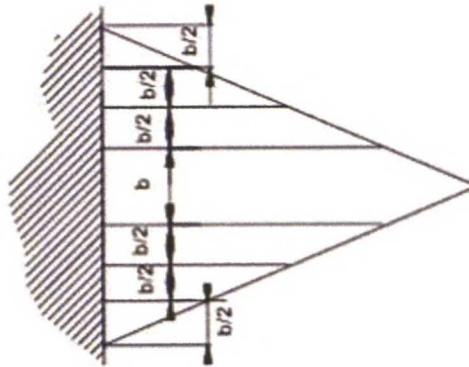
Hystereesin yleinen kaava:

$$\int [F(y) - G(y)] \quad [15]$$

Hystereesin keksijänä pidetään skottilaista Sir James A. Ewingiä, mutta virallisen matemaattisen mallin kehitti Neuvostoliitossa ryhmä matemaatikkoja 1970-luvulla. Hystereesi nimi tulee muinaisen kreikankielen sanasta, joka tarkoittaa vajavuutta tai jälkeenjäämistä. Jousen hystereesillä tarkoitetaan jousen painumiseen vaadittavan ja sen palautumisesta vapautuvan energian erotusta. Tämä energia menetetään jousen ja jousimateriaalin sisäisinä kitkahäviöinä. Ilmiöstä voidaan käyttää myös termiä jousen sisäinen vaimennus. [Schiehlen]

5.1.3 Teoreettinen laskentamalli

Monilehtisen lehtijousen jousivakion eli jäykkyyden laskentaan voidaan käyttää oletusta, jossa jousen puolikas ajatellaan kolmionmuotoiseksi ulokepalkiksi (Kuva 4). Näin saadaan monilehtiselle jouselle laskettua teoreettinen jousivakio. Kolmionmuotoisen palkin jäykkyys vastaa hyvin eri pituisista lehdistä koostuvan jousen ominaisuuksia. Palkin paksuus on sama kuin yhden lehden paksuus. Koska jousipakan lehdet eivät yleensä ole tasapaksuisia, käytetään laskennassa arviota lehtien keskimääräisestä paksuudesta.



Kuva 4. Lehtijousen jäykkyyttä esittävä ulokepalkki [Beardmore R]

Kolmionmuotoiselle palkille saadaan laskettua jännitys ja edelleen jäykkyys eli jousivakio. Jäykkyys kertoo jousen pystysuuntaisen taipuman voiman suhteessa Kun tiedetään lehtijousen leveys, pituus ja lehtien määrä, pystytään kolmiopalkin pinta-ala määrittelemään. Ulokepalkki kuvaa puolikkaan jousen profiilia, jolloin koko lehtijousen funktioksi saadaan:

$$k = \frac{\left(2 + \frac{n'}{n}\right) * E * n_j * b * h^3}{6 * l^3} \quad [16]$$

missä E = materiaalin kimmokerroin, b = lehden leveys, h = lehden paksuus, l = jousen puolikkaan pituus, n' = täyspitkien lehtien lukumäärä ja n_j = jousilehtien lukumäärä.

[Beardmore, Bosch]

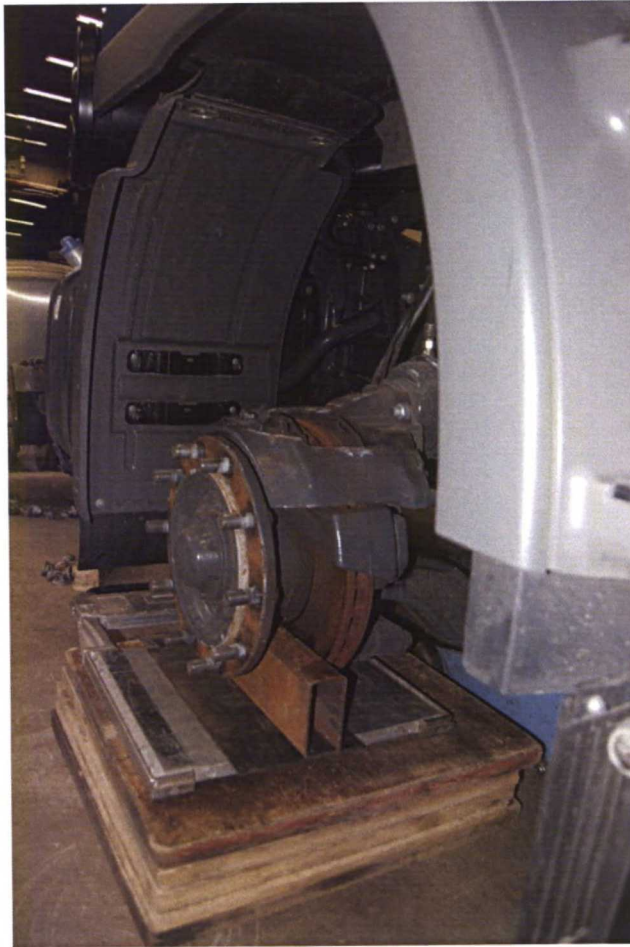
5.2 Ensimmäinen mittaus

Ensimmäinen jousivakion mittaamiseksi suoritettu testi päätettiin suorittaa mittaamalla jousen painumaa ajoneuvon runkoon nähden kuorman funktiona etuakselin navoilla. Jousen painuman mittaus runkopalkin suhteen suoritettiin työntömitalla jonka tarkkuus katsottiin riittäväksi kyseiseen testiin. Mittauskohta sijaitsi jousen keskikohdan takana, jousen ylimmän lehden päällä olevan pellin reunasta. Runkopalkissa oleva vastaava mittauskohta sijaitsi runkopalkissa suoraan jousen mittauskohdan yläpuolella. Mittauskohdat merkittiin jouseen ja runkopalkkiin ajoneuvon molemmille puolille tussilla saman mittauskohdan säilyttämiseksi. Etuakseli tuettiin vaakatasoon rengaspainovaakojen päälle asetettuihin teräksisiin 100x60x5mm profiilipalkkia oleviin suorakaideputkiin. Rengaspainovaakojen avulla saatiin jokaisesta mittauspisteestä mitattua molemmille navoille kohdistuva kuorma. Mittauksen tavoitteena oli saavuttaa jousen maksimaalinen painuminen, jolloin jousen yläpinta koskettaa runkoon kiinnitettyihin jäykkiin, kumisiin iskutyynyihin, jotka estävät jousen ja rungon välisen suoran kontaktin. Tällöin jousen ja runkopalkin väliseksi etäisyydeksi jää jousen maksimaalisella pystysuuntaisella siirtymällä kyseisellä ajoneuvolla noin 65 mm. Ennen mittauksen aloittamista etujousituksen vaimennuskumit poistettiin, jotta jousen täydellinen painuma saataisiin mitattua.

Mittaukset aloitettiin ainoastaan ajoneuvon oman painon, noin 5700kg, kohdistuessa etuakselille. Ajoneuvon rungon päälle aseteltiin 1500-2000kg punnuksia niin, että kunkin painonlisäyksen jälkeen etuakselin akselipaino kasvoi noin 1000kg. Mittauksessa käytettiin neljää 2000 kg punnusta ja kolmea 1500 kg punnusta. Punnusten rajoitetusta sijoittelumahdollisuudesta johtuen akselipainon muutoksissa tapahtui vaihteluita 600-1200kg välillä. Painon lisäysten välissä jousen pystysuuntainen siirtymä mitattiin työntömitalla. Painojen lisäys lopetettiin, kun etuakselin molemmat jouset osuivat runkoon kiinnitettyihin iskutyynyihin, mikä voidaan katsoa ajotilanteessa jousen äärimmäiseksi joustorajaksi. Tämän jälkeen painoja vähennettiin asteittain, kunnes ajoneuvo oli kuormaton. Painojen vähennys pyrittiin tekemään samassa järjestyksessä kuin niiden lisäyskin, jotta jakauma saatiin pysymään mahdollisimman tasaisena. Jousen pystysuuntainen siirtymä mitattiin myös jokaisen kuorman vähennyksen jälkeen.

Ensimmäisessä mittauksessa mitatut suureet:

- Kuormitus oikealla navalla
- Kuormitus vasemmalla navalla
- Oikean jousen pystysuuntainen siirtymä
- Vasemman jousen pystysuuntainen siirtymä



Kuva 5. Akselin tuenta rangaspainovaa'alla ensimmäisessä mittauksessa

5.3 Toinen mittaus

Ensimmäisen mittauksen perusteella päädyttiin suorittamaan toinen mittaus, jossa jousivakio pyrittiin määrittämään nollatasosta, eli kuormittamattomasta jousesta lähtien. Mittauksen periaate oli sama kuin ensimmäisessä mittauksessa. Etäisyysmittaukset tehtiin mittauksen helpottamiseksi kahden vaijerianturin avulla, joiden rungot kiinnitettiin lehtijousten yläpintaan ja vaijeri magneetilla ajoneuvon runkoon. Antureiden lukemat saatiin luettua tietokoneelta. Mittaus suoritettiin nostamalla ajoneuvon etuakseli ilmaan pneumaattisella tunkilla ajoneuvon runkoon kiinnitetyn aurapuskurin keskeltä. Tässä mittauksessa ei renkaita irrotettu etuakselilta. Renkaiden alle asetettiin rengaspainovaa'at. Ajoneuvon rungon päälle asetettiin vakiokuormaksi kaksi 2000kg painoista punnusta.

Mittaukset aloitettiin eturenkaiden koskettaessa rengaspainovaakoja tunkin varassa ja lopetettiin täyden kuorman kohdistuessa vaa'oilte. Etuakselia laskettiin tunkin avulla vaiheittain alemmas kuormituksen kasvattamiseksi jousilla. Kun maksimikuorman oli saavutettu, nostettiin akseli vaiheittain ylös.

Toisessa mittauksessa mitatut suureet

- Kuormitus oikealla navalla
- Kuormitus vasemmalla navalla
- Oikean jousen pystysuuntainen siirtymä
- Vasemman jousen pystysuuntainen siirtymä

5.3.1 Mittalaitteet ja virhearvio

Mittauksissa sovellettiin hyvin yksinkertaista mittaustapaa, jolloin pystyttiin käyttämään myös yksinkertaisia ja helppokäyttöisiä mittalaitteita. Käytettyjen mittalaitteiden tarkkuus oli tavoiteltuun tarkkuuteen nähden riittävä.

Mittauksissa käytetyt mittalaitteet:

- Työntömitta, tarkkuus 0,1mm
- Rengaspainovaaka, PAT SAW 10C Series II, tarkkuus 10kg, mittausalue 200-10000 kg
- Vaijerianturi, ASM WS10, tarkkuus 0,01mm, mittausalue 0-500mm

Työntömittaa käytettiin lehtijousen painuman mittaamiseen. Työntömitalla saatiin helposti riittävän tarkka mitta jousen yläpään ja rungon välistä. Mittauskohdat merkittiin tussilla jouseen ja runkoon mittaustarkkuuden säilyttämiseksi. Jousen koko painuma-alue pystyttiin mittaamaan samaa työntömittaa käyttäen.

Rengaspainovaakoja käytettiin mittaamaan akselin navoille aiheutuvaa kuormaa. Vaakojen päällä olevalle 5mm paksulle kumimatolle asetettiin metalliset pukit, joihin pyörännavat tuettiin. Toisen mittauksen yhteydessä ei etuakselin renkaita irrotettu, jolloin renkaat olivat suorassa kosketuksissa vaakoihin. Vaakojen mittausalue oli mittauksen kannalta optimaalinen ja tarkkuus riittävä.

Vaijeriantureita käytettiin lehtijousen painuman mittaamiseen toisessa mittauksessa. Antureiden ansiosta mittaus nopeutui huomattavasti. Vaijeriantureiden avulla saatiin tarkat tulokset jousen pystysuuntaisesta liikkeestä. Anturit kytkettiin tietokoneeseen, josta tulokset kirjattiin mittapisteissä ylös käsin.

Kokeellisissa mittauksissa syntyvät virheet tulee huomioida tulosten luotettavuutta ja tarkkuutta arvioitaessa.

Yleisiä virhelähteitä ovat:

- Karkeavirhe, aiheutuu mittalaitteen väärästä tai epätarkasta käytöstä. Karkea virhe voi syntyä mittaustilanteessa, tai se voi aiheutua vääränlaisen käytön seurauksena mittalaitteeseen syntyneestä virheestä tai vauriosta.

- Satunnainen virhe, eli tilastollinen virhe on mittauksissa välttämätön. Satunnainen virhe havaitaan yleensä vain riittävän tarkkoilla mittavälineillä. Mittauksista saadusta otannasta voidaan laskea otoskeskiarvo, otoshajonta ja keksiarvon keskivirhe. Otoshajonta on väli, jolle seuraavaksi mitattava mittapiste sijoittuu noin 68% todennäköisyydellä. Keksiarvon keskivirhe on väli, jolle seuraavan otoksen otoskeskiarvo osuu 68% todennäköisyydellä. Satunnaisvirhe vaihtelee samaa suuretta mitattaessa samoissa olosuhteissa, mutta ei vääristä tulosta. Mittauksen sisäinen tarkkuus on hyvä, jos satunnaisvirheen osuus jää pieneksi.
- Systemaattinen virhe, johtuu käytetystä mittalaitteesta tai mittausmenetelmästä. Systemaattista virhettä aiheuttavia tekijöitä ovat esimerkiksi virheellinen kalibrointi ja olosuhdemuutokset. Systemaattista virhettä pyritään minimoimaan kalibroimalla mittalaite ennen mittauksia ja mittaukset pyritään suunnittelemaan systemaattisista virheistä vapaiksi. Mittauksen ulkoinen tarkkuus on hyvä, jos systemaattisen virheen osuus jää pieneksi.
- Absoluuttinen virhe, on mittaustuloksen ja sen vertailuarvon välinen erotus. Vertailuarvo voi olla suureen oikea arvo tai mittaussarjan keskiarvo.
- Suhteellinen virhe, on absoluuttisen virheen osuus vertailuarvostaan.

Tehdyissä mittauksissa suurimmat virhelähteet ovat työntömitan käytöstä johtuvat karkeat virheet sekä työntömitan ja vaakojen systemaattiset virheet. Työntömitan systemaattiseksi virheeksi arvioidaan 0,1mm, vaakojen noin 50kg. Vaijeriantureiden vaijerin kiinnityskohdan kohtisuoruuden poikkeamasta aiheutuvaksi systemaattiseksi virheeksi voidaan arvioida 0,1mm. Koska jousen painuman mittauksissa käytettiin kirjaustarkkuutta 1mm, voidaan työntömitan systemaattinen virhe jättää käytännössä huomioimatta. Mittauspöytäkirjasta voidaan havaita työntömitalla tehdyt karkeat virheet. Ne johtuvat mittauskohdan epätarkkuudesta ja yleisistä mittausolosuhteista. Suurimmaksi karkeaksi virheeksi työntömitalle arvioidaan 0,5mm. Mittauksissa tapahtuneet virheet voidaan kuitenkin käytännössä kaikki katsoa suhteellisiksi virheiksi. Tämän työn yhteydessä tehtyjen mittausten virheet on laskettu käyttäen kokonaisdifferentiaalia:

$$dG(x, y, z) = \frac{\partial F}{\partial x} dx + \frac{\partial F}{\partial y} dy + \frac{\partial F}{\partial z} dz \quad [17]$$

Työntömitan maksimivirhe:	0,5mm
Työntömitan mittausalue:	0-200mm
Työntömitan lukeman maksimivirhe:	0,25%
Rengaspainovaa'an maksimivirhe:	100kg
Rengaspainovaa'an mittausalue:	0-10000kg
Rengaspainovaa'an lukeman maksimivirhe:	1%

Vaijerianturin maksimivirhe:	1,25mm
Vaijerianturin mittausalue:	0-500mm
Vaijerianturin lukeman maksimivirhe:	0.25%

Virheen laskemisessa käytetään oikean ja vasemman jousen mittaustulosten keskiarvoja. Mittauksessa yksi jousivakion maksimivirheeksi saadaan laskettua tällöin:

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad [18]$$

$$\frac{\Delta k}{k_k} = \left| \frac{\partial k}{\partial F} \right| dF + \left| \frac{\partial k}{\partial \Delta x} \right| d\Delta x \quad [19]$$

missä F = jouseen vaikuttava voima, Δx = jousen painuma, Δk = jousivakion absoluuttinen virhe, k_k = keskimääräinen laskettu jousivakio, dF = voiman suhteellinen virhe ja $d\Delta x$ = painuman suhteellinen virhe.

Mittausten maksimivirheprosentit on koottu taulukkoon 2

Taulukko 2. Mittausten maksimivirheprosentit

	Kuorma	Painuma	Jousivakio
	[N]	[mm]	[N/mm]
Mittaus 1	2,07 %	0,39 %	2,46 %
Mittaus 2	3,88 %	0,23 %	3,62 %

Mittauksissa aiheutti virhettä myös jousipakan ennalta arvaamaton käyttäytyminen erityisesti ensimmäisen mittauksen aikana, joka saattaa aiheuttaa virheitä mittauspisteiden välillä. Nämä virheet johtuvat esimerkiksi jousipakan lehtien välisestä kitkasta, paikallisista kitkapiikeistä sekä painojen epätasaisesta kuormauksesta ja niiden aiheuttamista impulsseista jousipakkaan.

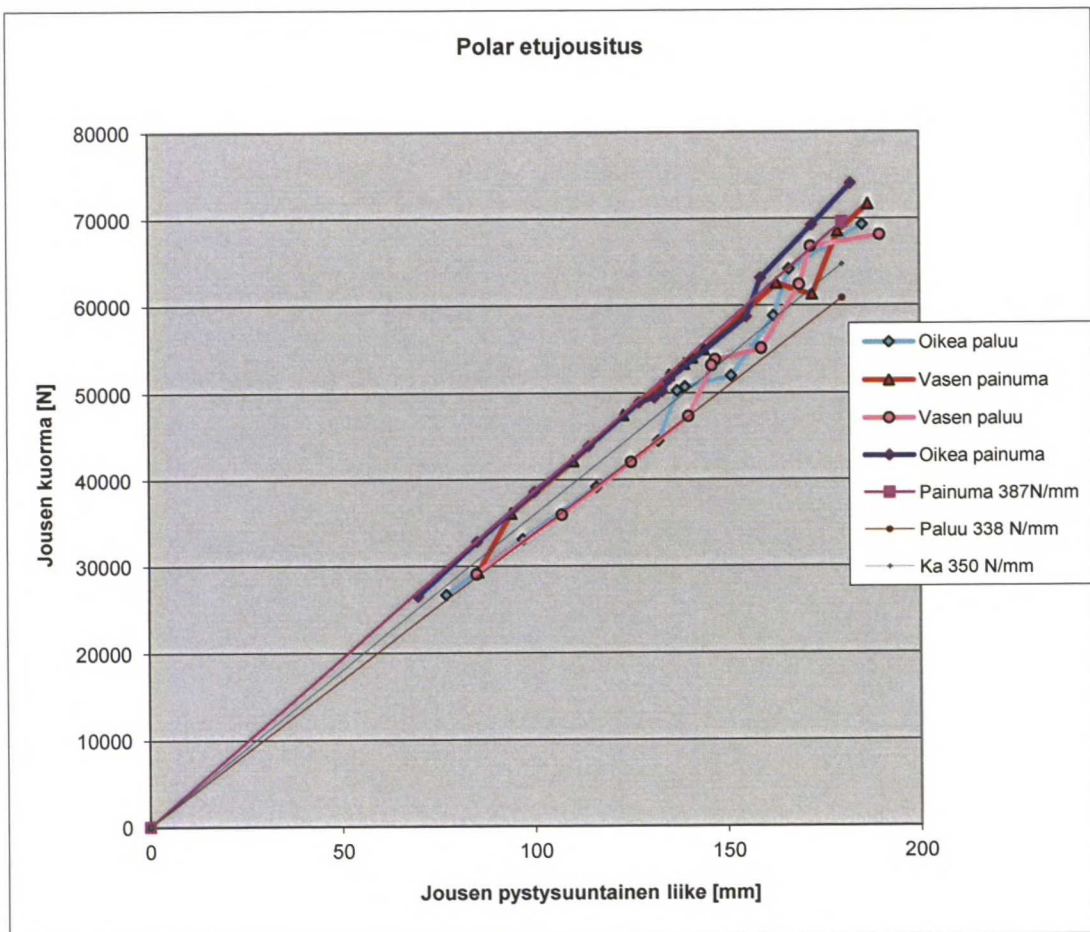
5.4 Tulosten käsittely ja analysointi

Mittauksista saatujen tulosten perusteella pyritään määrittämään lehtijousenjousen jousivakio ja hystereesiominaisuudet. Lisäksi jousivakion mahdollista epälineaarista käyttäytymistä jousen eri painumilla pyritään tarkastelemaan.

5.4.1 Ensimmäinen mittaus

Ensimmäisen testin mittaustiedon perusteella saatiin muodostettua kuvaaja jousen puristumalle sekä paluuliikkeelle. Oikean- ja vasemmanpuoleiselle jouselle muodostettiin omat kuvaajat, jotta niiden yhtenevääisyyttä pystytään paremmin tarkastelemaan. Kuvaajaan on lisätty painuman 387N/mm ja paluun 338N/mm trendiviivat, joiden avulla pystytään havaitsemaan muun muassa mittaustulosten lineaarisuus. Kuvaajaan on myös piirretty jousen oletetun keskiarvon 350N/mm kuvaaja.

Kuvaajan perusteella voidaan havaita, että jousen painuman jousivakio noudattaa hyvin tarkasti 387N/mm suoraa. Kuvaajan loppupäässä oleva epälineaarisuus johtuu mittaustarkkuuden heikkenemisestä jousen painuman ääriasennossa. Samoin paluuliikkeen kuvaajassa on havaittavissa epälineaarisuutta suurilla kuormilla. Näiden mittapisteiden heilahtelut johtuvat punnusten asettelun aiheuttamista epätasapainitiloista, jolloin toinen jousi kuormittuu hetkellisesti toista joustu enemmän. Vaikka punnukset tasattiinkin aina ennen mittausta, jää jouseen kuormituksen aiheuttamia jännityksiä. Lisäksi jousen sisäiset kitkat ja niiden laukeaminen aiheuttavat poikkeamia mittaustuloksissa erityisesti suurilla kuormilla.



Kuvaaja 1. Etujousituksen pystysuuntainen liike kuorman funktiona ensimmäisessä mittauksessa

Ensimmäisen mittauksen tuloksista saadaan etuakselin jousivakioksi painumisliikkeessä 387N/mm ja paluuliikkeessä 338N/mm. Näiden keskiarvoksi saadaan noin 350N/mm. Mittaustuloksista voidaan havaita, että mittauspisteet sijoittuvat jousen painuman ääripäähän, jolloin jousivakion arvosta taipuman alussa ei ole varmuutta. Voidaan kuitenkin olettaa sen noudattavan lineaarisesti mittauksen tuloksia. Lineaarisuuden varmistamiseksi suoritettiin toinen testi, jossa mitattiin jousen taipumaa lepotilanteesta lähtien.

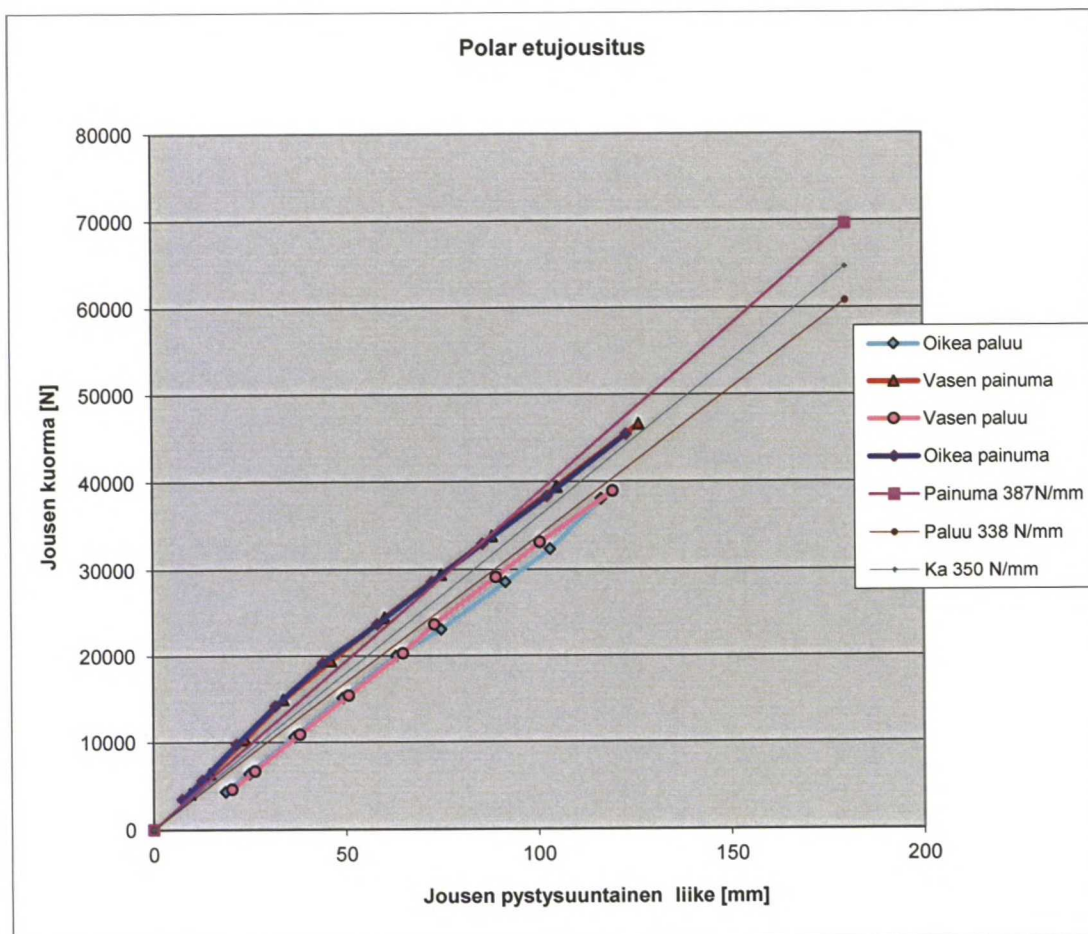
Jousen hystereesi saadaan laskettua integroimalla painuma- ja paluuliikkeen kuvaajien trendiviivojen yhtälöitä. Integroimisrajojen ollessa 45 ja 170 saadaan jousen hystereesiksi laskettua 76 J. Kun otetaan huomioon mittauksissa käytettyjen jousien ikä ja käyttöaste, voidaan tulosta pitää hyvänä.

5.4.2 Toinen mittaus

Toisessa mittauksessa pyrittiin mittaamaan ensimmäisessä mittauksessa puutteelliseksi jäänyttä jousen joustoaluetta. Tällä tarkoitetaan aluetta, jossa jousi on mittauksen alussa lähes kuormittamaton. Mittaus alueeksi saatiin yksittäiselle jouselle noin 3500-46000 N. Koska akselin kuormituksen rajana voidaan pitää aiemmassa mittauksessa saatua akselikohtaista maksimiarvoa 160000 N, on mittauksessa saavutettu haluttu mittausalue.

Mittaustuloksista muodostettiin saman periaatteen mukainen kuvaaja kuin ensimmäisestä mittauksesta. Kuvaajasta voidaan havaita oikean ja vasemman puolen painumien olevan lähes identtiset, jolloin painumaliikkeen mittausta voidaan pitää hyvin luotettavana. Paluuliikkeessä oikean ja vasemman jousen välillä on havaittavissa eroavaisuutta noin 70-120 mm taipumavälillä. Myös paluuliikkeen mittaustulosta voidaan kuitenkin pitää riittävän tarkkana.

Kuvaajista voidaan havaita, että painumaliike noudattaa suhteellisen tarkasti 387 N/mm suoraa. Kuvaaja on lievästi epälineaarinen, mutta vähäisillä kulmakertoimen muutoksilla ja virhearvio huomioonottaen jousta voidaan pitää lineaarisena. Paluuliikkeen kuvaajassa on myös havaittavissa lievää epälineaarisuutta, mutta kokonaisuudessaan virhearvio huomioon ottaen liikettä voidaan pitää lineaarisena.



Kuvaaja 2. Etujousituksen pystysuuntainen liike kuorman funktiona toisessa mittauksessa

Toisen mittauksen tuloksista muodostetut kuvaajat eivät noudata oletuskulmakertoimia aivan yhtä tarkasti kuin ensimmäisessä mittauksessa, mutta tuloksia voidaan pitää tarkkuudeltaan edelliseen mittauksen tuloksiin verrattavina.

Toisen mittauksen perusteella voidaan laskea jousen hystereesi jousen painuman alkupäässä. Integroimisrajoilla 0 ja 170 mm saadaan jousen hystereesiksi laskettua 93 J. Hystereesieroa mittausten välillä on siis noin 10 J. Koska jälkimmäistä mittausta voidaan pitää mittausmenetelmiltään luotettavampana ja parempana hystereesin mittaamiseen, päädytään jälkimmäisen mittauksen mukaiseen hystereesin arvoon.

6 Mallinnustekniikka

Tässä luvussa käsitellään mallinnushierarkiaa ja eri mallinnustekniikoita hyötyajoneuvomallinnuksen ja sen komponentteihin liittyvän mallinnuksen näkökulmasta. Tarkoituksena on kartoittaa työn yhteydessä tehtyjen mallien rakentamiseen käytettävissä olevia vaihtoehtoisia tekniikoita ja niiden ominaisuuksia. Lisäksi tarkastellaan tarkemmin tässä työssä lehtijousen mallinnuksen lähtökohdaksi valittua tekniikkaa.

6.1 Hierarkiatarkastelu

Simulointimallin rakennuksen kannalta on olennaista selvittää mallin käyttötarkoituksen ja muunneltavuuden kannalta osakokonaisuuksille mahdollisimman looginen rakenteellinen jako. Hyvin suunniteltua mallia pystytään tarvittaessa varioimaan tietyissä rajoissa suhteellisen helposti, muutoin jokainen toisistaan eroava malli joudutaan rakentamaan lähes alusta asti uudelleen. Looginen järjestys mallissa auttaa myös käyttäjäänsä ymmärtämään mallin toimintaa paremmin, jolloin myös sen muuttaminen on tarvittaessa helpompaa.

Mallin hierarkialla on käyttäjäystävällisyyden lisäksi pyrkimys parantaa mallin laskentatehokkuutta. Monikappalesimuloinnissa, jossa kokonaisuuksia käsitellään kinemaattisina ketjuina, on kappaleiden järjestyksellä suuri merkitys.

Laskentatehokkuuden kannalta on edullista pyrkiä muodostamaan mahdollisimman pitkiä ketjuja, jolloin ensimmäisen kappaleen vaikutus seuraavaan on yksinkertaista laskea ketjussa eteenpäin. Turhien kappaleiden lisäämistä on kuitenkin pyrittävä välttämään. Kappaleiden pieni lukumäärä on laskennallisesti tehokasta.

Kokonaisen kuorma-auton mallinnusta suunniteltaessa on otettava huomioon millaisia eri vaikutussuhteita ja liittymäkohtia eri komponenteilla on. Hyvänä peruslähtökohtana voidaan pitää ajoneuvon runkoa, joka voidaan mallintaa yhdestä tai useammasta kappaleesta ketjun tavoin. Rungosta haarautuvia mekanismeja kuten telejä, joilla on keskinäisiä vaikutussuhteita, on myös pyrittävä mallintamaan mahdollisimman pitkinä ketjuina. Kappaleita ja niiden liitoskohtia voidaan kuitenkin rajoitteiden sijaan korvata tarvittaessa voimaelementeillä.

Massan ja inertian vaikutus dynamiikkamalliin on suuri ja siksi ne pyritäänkin mallintamaan mahdollisimman tarkasti. Kaikkien massaa ja inertiaa tuottavien komponenttien mallintaminen suuressa kokoonpanossa aiheuttaisi kuitenkin hyvin raskaan ja vaikeasti laskettavan mallin. Komponentti, jonka rooli kinemaattisessa ketjussa ei ole merkityksellinen, on järkevää mallintaa massaelementteinä eli dummy:nä. Niiden massa ja inertia redusoidaan kokoonpanon peruskoordinaatistoon. Jos kappaleiden liike muiden kappaleiden suhteen ei ole merkityksellistä dynaamisessa tarkastelussa tai kappaleisiin kohdistuvat voimat ja kiihtyvyydet eivät ole tulosten kannalta olennaisia, tulisi ne mallintaa dummy-kappaleina.

6.2 Jousitus

Ajoneuvon jousitus toimii linkkinä akseliston ja rungon välillä. Se absorboi nopeita kuormituksenvaihteluita ja suurtaajuuksisia värähtelyjä. Toisin sanoen jousitus varastoi itseensä sen kautta välittyvää kimmoenergiaa. Ajoneuvon dynamiikan simulointia varten kehitettävän jousimallin tulisi pystyä esittämään jousen useita eri ominaisuuksia

kuten kuormanvaihtelua, amplitudin poikkeamia ja kiihtyvyyksiä useaan eri suuntaan. Jousitusmallin päätarkoituksena on ennakoida voimat rungon liitoskohdissa.

6.2.1 Lehtijousi

Lehtijousi on vanhin ajoneuvoissa käytetty jousimalli. Siitä huolimatta se on yhä edelleen suosittu vaihtoehto erityisesti jäykkien akseleiden jousituksessa. Etujousituksen osalta monilehtisellä jousipakalla on suuri vaikutus ajoneuvon kinemaattiseen käyttäytymiseen ja jousto-ominaisuuksiin. Lehtijousi deformatuu kuin joustava rakenne mutta liikkuu kuin jäykkä runko joustoliikkeen aikana. Vaikka lehtijousi on toiminnaltaan suhteellisen yksinkertainen, sen dynaaminen mallintaminen on ongelmallista. Huonot mallit antavat likimääräisiä tuloksia ohjautuvuus- ja jousto-ominaisuuksille [Matschinsky]. Lehtijousista on tehty useita eri malleja ja dynaamisia tarkasteluja, joita on pyritty verifioimaan. Lehtijousen mallintamiselle on esitetty useita eri lähestymistapoja ja ne voidaan jaotella seuraavasti [Cor-Jacques]:

- Palkki teoria
- Analyyttinen/Empiirinen malli
- Ekvivalenttinen malli
- Epäjatkatuvat metodit (Finite segment method)
- Elementtimenetelmä (FEM)
- Neuroverkko malli
- Keskittyneen massan joustava malli (Lumped mass spring model)
- Graafiset tekniikat
- Kinemaattiset mallit

Kaikilla mallinnustavoilla on omat hyvät ja huonot puolensa. Näin ollen ei voida olettaa että kaikki mallit antaisivat saman tarkkuuden kaikissa käyttötilanteissa. Kaikkien teorioiden takaa löytyy useita toisistaan rakenteellisesti sekä tulosten perusteella poikkeavia variaatioita, jota tässä luvussa on pyritty kartoittamaan.

Analyyttinen malli pystyy kuvastamaan jousen jäykkyyttä ja hystereesiä tarkasti. Kuitenkin mallin käyttömahdollisuudet kestävyystesteissä ovat rajallisia. Mallissa oletetaan jousen tuottamien vertikaalivoimien jakautuvan tasan etu- ja takatukipisteiden kesken. Tämä oletamus ei kelpaa epäsymmetrisen kuormauksen aikana tai kun jousitusrakenteen johdosta reaktivoimien jakautuminen etu- ja takatuennan suhteen ei ole tasainen.

Ekvivalenttinen lehtijousimalli muodostuu pystysuuntaisista jousista, vaimentimista ja kitkaelementeistä. Näiden yhdistelmillä pystytään saamaan aikaan jousen eri fysikaaliset ominaisuuksia. Jousen jäykkyys mallinnetaan vertikaalisella jousella ja hystereesi vaimentimella. Mallia voidaan laajentaa lisäämällä malliin jousituksen kumityynyjen relaksaatio ja palautus ominaisuudet. Tämä saadaan tehtyä sarjassa olevalla jousella ja vaimentimella tai kitkaelementillä. Malli antaa hyviä tuloksia

jousitetun ja jousittamattoman massan ominaistuuksien eroista, kun jousituksen kiihtyvyyden tartuntataajuusvastetta analysoidaan. Malli voi olla hyödyllinen ajo-ominaisuuksien analysoinnissa, mutta ei anna tarkkoja tuloksia kestävyystesteissä koska jousituksen kuormitusreitti ei ole oikea.

Epäjatkuva metodi jakaa jousen jäykkiin elementteihin. SAE:n teknisen julkaisun (2006) mukaan se on yksi yleisimmin käytetyistä malleista dynamiikan tarkastelussa. Jäykät elementit liitetään toisiinsa esimerkiksi vääntäjousilla ja vaimentimilla. Vääntäjousien ja vaimentimien ominaisuudet valitaan niin, että lehtijousimallin voima-siirtymäominaisuudet ovat hyväksyttävällä tarkkuudella todellisen jousen vastaavista ominaisuuksista. Yleisimmin esitetty malli koostuu neljästä jäykästä elementistä eli linkistä, kahdesta vääntäjousesta, kahdesta kiertonivelestä ja kahdesta puslasta (bushing). Vaihtoehtoisesti kierojouset voivat olla myös epälineaariset. Tämän mallinnustavan etuina on sen yksinkertaisuus ja se on helposti rakennettavissa jäljentämään kinemaattisia ja muita todellisen lehtijousen vaadittuja ominaisuuksia. Mallilla on hyvä korrelaatio testeistä saatuihin tuloksiin verrattuna. Kolmilinkkisen mallin ongelmana kuitenkin on sivusuuntaisten voimien ennakointi tarkasti. Kolmella linkillä rakennettu lehtijousi ei pysty kuvastamaan todellisen jousituksen vääntymiskäyttäytymistä kovinkaan tarkasti [Prasade, Medepalli, Moore, Rao]. Mallin avulla pystytään kuitenkin ennustamaan jousen käyttäytymistä jarrutustilanteissa [Huhtala, Vesimäki, Halonen]. Mallin käyttäytymisestä kiihtyvyytilanteessa ei kuitenkaan ole varmaa tietoa. Lisäksi sitä voidaan käyttää suhteellisen luotettavasti kestävyyskokeiden simuloinnissa. Epäjatkuvan metodin soveltuvuudesta lehtijousen mallintamiseen jousituskokonaisuuden osana ei ole vielä tarkempaa tietoa.

Elementtimenetelmän (FEM) avulla pystytään luomaan tarkkoja malleja useasta lehdestä muodostuvasta jousesta. Tarkkoja malleja tehtäessä syntyy kuitenkin ongelmia lehtienvälisten kontaktien ja lehtien esijännitysten määrittämisessä ja huomioonottamisessa. Useista eri komponenteista koostuvassa mallissa pyritään välttämään yksittäisten alikokoonpanojen liiallista kompleksisuutta, jotta tarvittava laskentateho ei kasvaisi liian suureksi. Elementtimenetelmän avulla tehtävät mallit ovat yleensä liian raskaita dynamiikkatarkastelua varten suunniteltuihin malleihin. Erityisesti reaaliaikaisimuloinnissa jopa yksittäisen osan liiallinen tarkkuus nostaa tarvittavaa laskentatehoa huomattavasti. Riittävällä tarkkuudella tehdyssä lehtijousen elementtimenetelmämallissa saattaa olla yli 12600 solmua ja 7600 kahdeksankulmaista elementtiä [Moon I. Kim G. Lim J. Hwand Y.].

Neuroverkkomalli on laskennallisesti tehokas ja sitä pystytään kehittämään sisään- ja ulostulotiedon avulla jäljittelemällä tasaista epälineaarista funktiota. Neuroverkko koostuu neuroista eli hermoista, joita voidaan yhdistellä muodostamaan erityyppisiä verkkoja. Neuroverkkoa kehitettäessä hermojen painotuksia (weights) ja poikkeamia (biases) optimoidaan kunnes verkko antaa oikean tuloksen tietyllä lähtöarvolla. Kehittämisen jälkeen neuroverkkoa voidaan käyttää funktion, jonka rinnalla neuroverkkoa kehitettiin, jäljittelyyn. Neuroverkkomalli ei perustu fysikaalisiin malleihin.

Lehtijousen mallintamiseen on olemassa useita eri ratkaisuja, mutta vain osa niistä on käyttökelpoisia tietyn ongelman ratkaisuun. Tutkitun kirjallisuuden perusteella ei voida sanoa, että jokin esitetyistä malleista olisi yksiselitteisesti muita parempi. Tietyn mallin antamat tarkat tulokset riippuvat täysin oletetuista muuttujista. Jokainen esitetty malli on ainutlaatuinen sen ongelman simulointiin johon se on kehitetty. On vaikeaa arvioida

antavatko mallit yhtä tarkkoja tuloksia eri käyttötarkoituksissa tai muuttujien vaihtuessa.

Työssä käytettävän mallin arkkitehtuurin kannalta on muistettava, että yksittäisten osamallien tulisi olla mahdollisimman yksinkertaisia laskentatehon säästämiseksi, mutta riittävän kompleksisia halutun tarkkuuden saavuttamiseksi. Jousen realististen käyttäytymisominaisuuksien mallintamiseksi on esimerkiksi jousilehden muodonmuutokset otettava huomioon. Edellä mainittujen mallinnustekniikoiden vaatimasta laskentatehosta ei ole riittävän tarkkoja arvioita validien päätelmien tekemiseksi. Voidaan kuitenkin olettaa elementtimenetelmän olevan vaaditun laskentatehon kannalta raskain ja sulkea se pois käyttökelpoisista vaihtoehdoista.

6.2.2 Diskreetti malli

Hienostuneen palkkimallin mukaan mallinnettu lehtijousi koostuu yleensä 20 elementistä. Jokainen elementtien välinen solmu koostuu kolmesta siirtymä- ja kolmesta kiertymävapausasteesta. Akseliston kokoonpano, joka koostuu akselista ja kahdesta lehtijousesta, sisältää tällöin 246 vapausastetta.

$$f = f_m + 2 * (n * f_m) \quad f = 6 + 2 * (20 * 6) = 246 \quad [20]$$

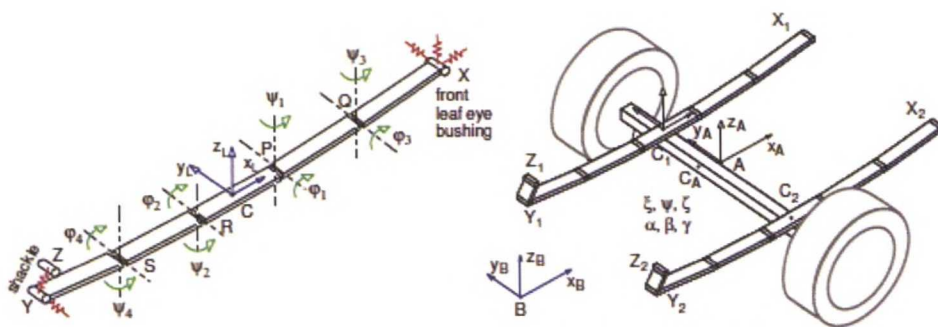
Suuren vapausastemäärän lisäksi palkkielementeistä koostuva malli tuottaa erittäin järeät differentiaaliyhtälöt. Näin ollen mallin laskenta on todella hidasta.

Reaaliaikasilmoilaatiota varten jousi tulee mallintaa yksinkertaiseksi, mutta mallilta vaadittava tarkkuus tulee kuitenkin säilyttää. Diskreetti malli koostuu viidestä yhtä pitkstä osasta, jotka liitetään toisiinsa pallonivelillä. Jousen etupää (X) kiinnitetään runkoon jousensilmukan joustoholkilla eli puslalla ja takapää (Y) riipukkeella (shackle) runkopalkin pisteeseen Z. Jousen keskimäinen osa on jäykästi kiinnitetty akseliin pisteestä C. Jousensilmukan joustoholkki mallinnetaan käyttäen jousi- ja vaimennuselementtiä x-, y- ja z-suunnassa. Pisteeseen Y riipuke mallinnetaan säteen suuntaisen ja sivuttaissuuntaisen jousen tai vaimentimen avulla. Lehtijousen oletetaan sijaitsevan xz-tasossa ja sen muoto voidaan arvioida kiinteän ympyrän avulla, joka on kiinnitetty pisteistä X, C ja Y (Kuva 6). Osien välisten solmujen paikoitus ja niiden välisten kulmien ja kiertymien alkuarvot voidaan määrittellä yksinkertaisella tavalla. Jokaista lehtijousen osaa voidaan tarkastella jäykkänä tankona. Jousi voidaan jakaa etu- ja takaosaan, jolloin etuosa koostuu tangoista P-Q ja Q-X sekä takaosa tangoista R-S ja S-Y. Tankojen välinen kiertymä jätetään huomioimatta niiden pienen vaikutuksen takia. Kiertymistä vastustava voima kuvataan kiertojäykkyydellä, joka lisätään momenttitasapainoyhtälöihin. Kahdelle lehtijouselle saadaan neljä 4x1 paikkavektoria, joista ilmenee jousien vääntymis- ja kiertymiskulmat:

$$y_{1F} = [\varphi_1^{(1)}, \psi_1^{(1)}, \varphi_3^{(1)}, \psi_3^{(1)}]^T \quad y_{1R} = [\varphi_2^{(1)}, \psi_2^{(1)}, \varphi_4^{(1)}, \psi_4^{(1)}]^T \quad [21]$$

$$y_{2F} = [\varphi_1^{(2)}, \psi_1^{(2)}, \varphi_3^{(2)}, \psi_3^{(2)}]^T \quad y_{2R} = [\varphi_2^{(2)}, \psi_2^{(2)}, \varphi_4^{(2)}, \psi_4^{(2)}]^T \quad [22]$$

missä (1) on vasen ja (2) oikea jousi.



Kuva 6. Havainnekuva diskreetistä mallista (Rill G.)

Diskreetillä mallinnustavalla tehdyistä jousista rakennettu akselisto saa yhteensä 22 vapausastetta käyttämällä Kutzbachin menetelmää:

$$f = 6(n - 1) - 5j_1 - 4j_2 - 3j_3 - 2j_4 - j_1 \quad [23]$$

$$f = 6(13 - 1) - 4 * 8 - 3 * 6 = 22$$

Palkkielementtimalliin verrattuna tämä on laskennallisesti suuri parannus. Viisiosaisen mallin dynaaminen kuvaus sisältää kuitenkin korkeataajuuksisia tiloja, jotka aiheuttavat ongelmia liikeyhtälöiden numeerisessa ratkaisussa. Koska yksittäisen jousen inertia- ja massaominaisuudet ovat pienet kiinteään akseliin verrattuna, lehtijousen sisäisten poikkeamien kvasistaattinen esitys katsotaan riittävän tarkaksi muuhun ajoneuvomalliin verrattuna. Kvasistaattisella esityksellä tarkoitetaan esitystapaa, jossa kappaleen inertia on mitätön. Kvasistaattisen esityksen ansiosta voidaan lehtijousien osien paikkavektorit esittää akselin paikkavektorien funktiona:

$$y_{1F} = y_{1F}(y_A) \quad y_{1R} = y_{1R}(y_A) \quad y_{2F} = y_{2F}(y_A) \quad y_{2R} = y_{2R}(y_A) \quad [24]$$

Näin ollen kahden jousen ja akselin kokoonpanon vapausasteiden määrä vähenee kuuteen; $f = 6$.

Diskreetissä mallissa akselin keskikohdan A ja akseliin kiinnitetyn referenssikoordinaatiston x_A, y_A, z_A sijainti määritellään suhteessa ajoneuvon rungon kiinteään koordinaatistoon x_B, y_B, z_B siirtymillä ξ, η, ζ ja kiertymäkulmilla α, β, γ joista saadaan koottua akselin 6x1 paikkavektori.

$$y_A = [\xi, \eta, \zeta, \alpha, \beta, \gamma]^T \quad [25]$$

6.2.3 Alkuasema ja esijännitys

Oletetaan lehtijousen koordinaatiston x_L, y_L, z_L sijaitsevan xz -tasossa. Suunnittelun lähtökohdassa kukin jousi on esijännitetty vain pystysuuntaisella voimalla, jonka perusteella y -akselin suuntaiset voimat $F_{0B}^Y = 0$ ja $F_{0S}^Y = 0$ sekä momentit z -akselin ympäri $T_{0P}^Z = 0, T_{0Q}^Z = 0, T_{0R}^Z = 0, T_{0S}^Z = 0$. Myös momentit x -akselin ympäri katoavat, $T_{0P}^X = 0, T_{0Q}^X = 0, T_{0R}^X = 0, T_{0S}^X = 0$. Välittääkseen vertikaalisen esijännitysvoiman F_0 on etusilmukan joustoholkin, takariipukkeen ja nivelten P, D, R, S välitettävä momenttia lehtijousen y_L -akselin ympäri. Esijännitysvoimat etusilmukassa F_{0B}^X, F_{0B}^Z ja takariipukkeessa F_{0S} saadaan laskettua viiden nivelen tasapainoyhtälöiden avulla:

$$F_{0B}^X + F_{0S} * u_{YZ}^x = 0 \quad [26]$$

$$F_{0B}^Z + F_0 + F_{0S} * u_{YZ}^z = 0 \quad [27]$$

$$r_{XZ}^x * F_0 + r_{XY}^z * F_{0S} * u_{YZ}^x - r_{XY}^x * F_{0S} * u_{YZ}^z = 0 \quad [28]$$

missä u_{YZ} = riipukkeen suuntainen yksikkövektori ja r_{XY}^x, r_{XY}^z ovat pisteestä X pisteeseen Y osoittavan vektorin x - ja z -suuntaiset komponentit.

Esijännitysmomentit lehtijousessa kiertyvät y_L -akselin ympäri. Niiden avulla saadaan muodostettua yhtälöt:

$$-T_{0P}^Y + r_{PX}^z * F_{0B}^X - r_{PX}^x * F_{0B}^Z = 0 \quad [29]$$

$$-T_{0Q}^Y + r_{QX}^z * F_{0B}^X - r_{QX}^x * F_{0B}^Z = 0 \quad [30]$$

$$T_{0R}^Y + r_{RY}^z * F_{0S} * u_{YZ}^x - r_{RY}^x * F_{0S} * u_{YZ}^z = 0 \quad [31]$$

$$T_{0S}^Y + r_{SY}^z * F_{0S} * u_{YZ}^x - r_{SY}^x * F_{0S} * u_{YZ}^z = 0 \quad [32]$$

missä r_{ij} , $i = P, Q, R, S$ ja $j = X, Y$ ovat vektoreita jotka osoittavat pisteestä i pisteeseen j .

6.2.4 Säännönmukaisuus

Lehtijousen käyttäytymisominaisuudet määritellään sen suunnittelu muodossa pystysuuntaisella ja sivusuuntaisella jäykkyydellä C_V ja C_L . Jousi voidaan yksinkertaistaa palkiksi, joka on kiinnitetty molemmista päistään ja jota kuormitetaan keskeltä voimalla F . Tällöin jousen poikkeaman w ja voiman F välillä on yhteys:

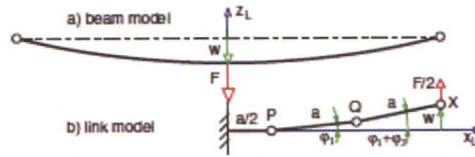
$$F = c_j * w \quad [33]$$

missä c_j = jousen jäykkyyserroin.

Jos siirrämme yksinkertaistetun palkkiesimerkin viisiosaiseen diskreettiin malliin, saadaan jousen taipumaksi (Kuva 7):

$$w = a * \varphi_1 + a * (\varphi_1 + \varphi_3) \quad [34]$$

missä a = yhden tankoelementin pituus. Oletetaan pienet siirtymät L_x -, L_x -tasossa.



Kuva 7. Havainnekuva jousielementtien siirtymän laskennasta

Momentit T_P^Y ja T_Q^Y y_L -akselin ympäri nivelissä P ja Q ovat suhteellisia poikkeaman kulmille φ_1 ja φ_3 :

$$T_P^Y = c_{\varphi_1} * \varphi_1 \quad T_Q^Y = c_{\varphi_3} * \varphi_3 \quad [35]$$

Tasapainoehdon johdosta:

$$T_P^Y = 2a * \frac{F}{2} \quad T_Q^Y = a * \frac{F}{2} \quad [36]$$

Yksittäisen voiman aiheuttama lehtijousen taivutustila voidaan arvioida hyvin yksittäisen kaaren avulla. Näin ollen tankoelementtien väliset kulmat voidaan myös olettaa yhtä suuriksi $\varphi_1 = \varphi_3 = \varphi$. Kaava 34 voidaan siis yksinkertaistaa kaavojen 35 ja 36 avulla muotoon.

$$c_{\varphi_1} \frac{w}{3a} = 2a \frac{F}{2} \quad c_{\varphi_3} \frac{w}{3a} = a \frac{F}{2}$$

ja edelleen lisäämällä kaavaan 33

$$c_{\varphi_1} = 3a^2 c_V \quad c_{\varphi_3} = \frac{3}{2} a^2 c_V \quad [37]$$

missä jousen jäykkyysskerroin c on korvattu jousen pystysuuntaisella jäykkyysskerroimella c_v

Kun oletetaan jousen olevan symmetrinen saadaan $\phi_2 = \phi_1$ ja $\phi_4 = \phi_3$. Jäykkyysskerroimet c^2, c^3 ja c^4 pysty akselin ympäri saadaan laskettua samalla tavalla.

6.2.5 Jousen muoto

Jousen muodon yhtälöt saadaan muodostettua Lagrangen metodilla jousimallin nivelpisteiden P ja Q yleisessä koordinaatistossa. Yhdessä jäykkyyselementtien kanssa saadaan potentiaalienergia esitettyä muodossa:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}} - \frac{\partial L}{\partial q} = 0 \tag{38}$$

$$L = T - U \tag{39}$$

Kunjousi oletetaan massattomaksi saadaan:

$$T = 0$$

Joustavan systeemin energia saavuttaa miniminsä tasapainoasemassaa. Viidestä tangosta muodostuvan jousen potentiaalienergia on:

$$U = \frac{1}{2} w^T c_B w + \frac{1}{2} C_y^T y + \frac{1}{2} C^T \phi + \frac{1}{2} c^T \phi^3 + \frac{1}{2} C^T \phi^2 + \frac{1}{2} c^T \phi^2 + \frac{1}{2} C^T \phi^2 + \frac{1}{2} c^T \phi^2 + \frac{1}{2} C^T \phi^2 + \frac{1}{2} c^T \phi^2 \tag{40}$$

missä $w_x =$ etusilmukan 3×1 siirtymävektori ja $c_B =$ etusilmukan 3×3 siirtymämatrissi. Takariipukkeen säteittäinen ja sivuttainen siirtymä määritellään kertoimilla w_{SR} ja w_{SL} . c_{SR} ja c_{SL} ovat riipukkeen vastaavat jäykkyydet.

Kun lehtijousen muoto on määritetty paikkavektoreilla $\phi = [\phi_1, \phi_2, \phi_3]^T$ ja $y_2 = [y_2, y_2', y_4, y_4']^T$, lehtijousen potentiaalienergian ollessa minimissään pätee:

$$\frac{\partial U}{\partial \phi} = 0, \frac{\partial U}{\partial y} = 0 \dots \frac{\partial U}{\partial \phi} = 0, \frac{\partial U}{\partial y} = 0 \tag{41}$$

Takariipukkeen siirtymät w_{SR} ja w_{SL} eivät riipu paikkavektorista y_1 . Myöskään etusilmukan joustoholkin siirtymävektori w_X ei riipu paikkavektorista y_2 . Yhtälöistä 41 saadaan muodostettua itsenäiset epälineaariset yhtälöt

$$f_1(y_1, y_A) = 0 \quad f_2(y_2, y_A) = 0 \quad [42]$$

missä y_A = kiinteän akselin todellisen paikan ja suunnan riippuvuus.

Nämä yhtälöt ratkaistaan iteratiivisesti Newtonin algoritmilla aloittaen alkuarvauksilla y_1^0, y_2^0 jolloin yhtälöt saadaan kehitettyä ratkaisemalla lineaariyhtälöt:

$$\frac{\partial f_1}{\partial y_1} (y_1^{k+1} - y_1^k) = -f_1(y_1, y_A) \quad [43]$$

$$k = 0, 1, 2 \dots$$

$$\frac{\partial f_2}{\partial y_2} (y_2^{k+1} - y_2^k) = -f_2(y_2, y_A) \quad [44]$$

Jacobian matriisit $\frac{\partial f_1}{\partial y_1} \frac{\partial f_2}{\partial y_2}$ voidaan laskea analyttisesti.

Epälineaarisen joustoholkin määrittäminen lineaarisen ja kuutiollisen (cubic) jäykkyyden avulla:

$$F = \int_0^w c \, dw = \int_0^w k_1 * w^2 + k_2 \, dw \quad [45]$$

ja potentiaalienergia:

$$E = \int_0^w F \, dw \quad [46]$$

jota voidaan käyttää kaavassa 39 lineaarisen esityksen sijaan. Etusilmukassa vaikuttavat voimat riippuvat joustoholkin siirtymästä ja jäykkyydestä.

Koska lehtijousi voidaan olettaa kiinnitetyksi jäykästi akseliin sen keskikohdasta, pisteestä C, on luontevaa ratkaista liikkeen ja voiman tasapainoyhtälöt akselikoordinaatistossa. Vektorit \vec{r}_{rel1} ja \vec{r}_{rel2} , jotka ovat pisteestä C pisteeseen X ja pisteestä C pisteeseen Z osoittavat koordinaatit, voidaan esittää akselin koordinaatistossa. Kiertomatriiseiksi saadaan y-akselin ympäri:

$$T = \begin{pmatrix} \cos(pX_y) & 0 & \sin(pX_y) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(pX_y) & 0 & \cos(pX_y) \end{pmatrix} \quad [47]$$

ja z-akselin ympäri:

$$T = \begin{pmatrix} \cos(pX_y) & -\sin(pX_y) & 0 \\ \sin(pX_y) & \cos(pX_y) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad [48]$$

missä X on vastaava yleinen koordinaatti.

Joustoholkin siirtymät voidaan määritellä:

$$\bar{w}_{P1} = \bar{r}_{rel1} - (\bar{a}_1 + T_{y1} * T_{z1} * \bar{a}_2 + R_{y1} * R_{z1} * T_{y2} * T_{z2} * \bar{a}_3) \quad [49]$$

Ja vastaavasti takariipukkeen:

$$\bar{w}_{P2} = \bar{r}_{rel2} - (\bar{a}_4 + T_{y3} * T_{z3} * \bar{a}_5 + R_{y3} * R_{z3} * T_{y4} * T_{z4} * \bar{a}_6) \quad [50]$$

6.2.6 Voimat

Yhtälöiden kompleksisuus kasvaa nopeasti vapausasteiden lisääntyessä. Kiertymisvapausasteiden lisäämisen sijaan kiertymismomentti on lisätty systeemiin ulkoisesti. Tämä tapa on käytännöllinen, sillä kiertymiskulmat ovat pieniä ja jousen kiertojäykkyys on suuri joustoholkkieihin verrattuna. Jousen siirtymät ja niiden derivaatat muodostavat yhdessä jäykkyys- ja vaimennuskertoimien kanssa jousen kiinnityspisteistä runkoon vaikuttavat voimat. Kiinnityspisteissä vallitsevat voimat ovat etusilmukassa:

$$\bar{f}_{P1} = C_{P1} * \bar{w}_{P1} + \bar{w}_{P1} * d_{P1} - \bar{f}_{0P1} \quad [51]$$

ja takariipukkeen yläpäässä:

$$f_{P2r} = C_{P2r} * (\bar{w}_{P2r} - s_{P0}) + \dot{w}_{P2r} * d_{P2r} - f_{0P1z} \quad [52]$$

$$f_{P2l} = C_{P2l} * w_{P2l} + \dot{w}_{P2l} * d_{P2l} \quad [53]$$

$$\bar{f}_{P2} = f_{P2r} * \hat{n}_{P1r} + f_{P2l} \hat{n}_{P2l} \quad [54]$$

missä C on käänteisen jäykkyyden 3x3 diagonaalimatriisi etusilmukan joustoholkille. $\hat{n}_{p1l,r}$ sisältää takariipukkeen radiaalisen ja sivusuuntaisen yksikkövektorin. Riipukkeen pituutta s_{p0} käytetään määrittämään riipukkeen siirtymää.

Momentin ja voiman tasapainoyhtälöiksi saadaan:

$$0 = \bar{f}_{p4} + \bar{f}_{p1} + \bar{f}_{p2} \quad [55]$$

ja

$$\bar{0} = \bar{t}_{p4} + \bar{t}_{p1} + \bar{t}_{p3} + \bar{r}_{rel1} \times \bar{f}_{p1} + \bar{r}_{rel2} \times \bar{f}_{p3} \quad [56]$$

Kiertymisjäykkyys mallinnetaan käyttäen vääntöjousta, joka lisätään momenttitasapainoon. Ainoastaan kiertokulmalla on vaikutusta etujoustoholkissa vaikuttavaan momenttiin. Näin ollen saadaan lopulliseksi momentiksi:

$$p_r * c_r * \hat{n}_x = \bar{t}_{p1} \quad [57]$$

Voima lasketaan takariipukkeen alemmassa kiinnityspisteessä ja muutetaan muotoon:

$$\bar{t}_{p2} = \bar{f}_{p3} \times \hat{n}_{p2} * s_{0p} + p_r * c_r * \hat{n}_x \quad [58]$$

missä p_r = jousen kiertokulma, c_r = vastaava kiertojäykkyys ja \hat{n}_x = yksikkövektori akselikoordinaatiston x-suunnassa.

7 Simulointimallit - Etuakseli

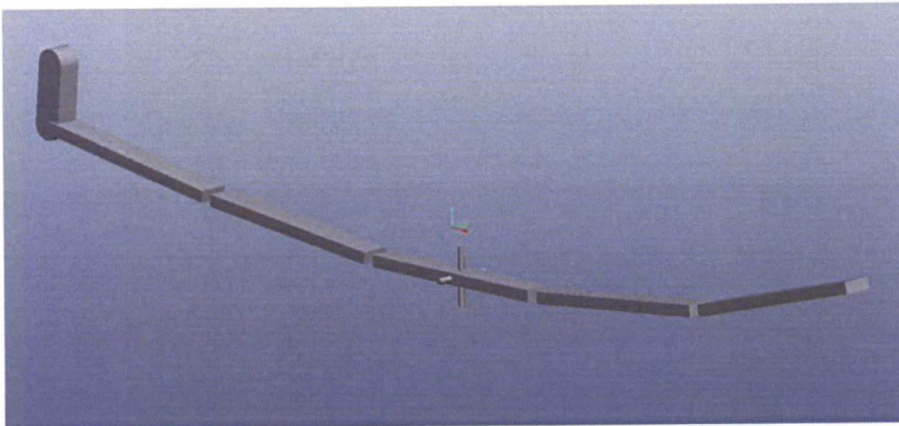
Tämän työn yhtenä osa-alueena on simuloinnin kannalta tehokkaan, mutta tarvittavaan tarkkuuteen kykenevän lehtijousi- ja etuakselistomallin kehittäminen ja testaus. Mallin lähtökohtana käytetään aikaisemmin työssä esitettyä diskreettiä mallia. Siinä jousi koostuu viidestä yhtä pitkästä kappaleesta ja toisessa päässä joustu sijaitsevasta lyhyemmästä riipukkeesta, joka sallii jouselle pituussuuntaisen liikkeen.

Tämän työn yhteydessä tehtyjen simulointimallien ja simulointien tekemiseen on käytetty pääasiassa suomalaisen MeVEA Oy:n kehittämää saman nimistä ohjelmistoperhettä. Ohjelmisto on kehitetty vastaamaan monipuolisiin dynamiikkamallinnuksen tarpeisiin. Ohjelmiston avulla pystytään luomaan myös koulutukseen ja tuotekehitykseen soveltuvia malleja ja simulaatioita. Ensimmäinen simulointi malli tehtiin käytännön syistä Creo Elements/Pro -CAD ohjelmiston avulla.

Kappaleissa 7, 8 ja 9 simulointiohjelman ominaisuuksia tai simulointimalleja käsiteltäessä viitataan MeVEA:n dynamiikkasimulointi ohjelmiston ominaisuuksiin. Tarkoitus ei ole tarkastella yleisesti dynamiikkasimuloinnin ja siihen soveltuvien ohjelmistojen ominaisuuksia, vaan määritellä tehdyissä malleissa käytettäviä komponentteja ja työkaluja sekä niiden eri käyttömahdollisuuksia.

7.1 Creo Elements/Pro -malli

Lehtijousen mallinnus aloitettiin PTC:n Creo Elements/Pro ohjelmiston avulla. Näin saatiin muodostettua yksinkertainen ja nopea malli teorian toimivuuden ja riittävän muototarkkuuden todentamiseksi. Mallin tarkoituksena oli olla suuntaa-antava ja vahvistaa mallin soveltuvuutta tarkempiin simulointeihin. Jousi mallinnettiin noudattaen normaalia CAD-mallinnustapaa yksinkertaisista elementeistä, jotka liitettiin toisiinsa kokoonpanossa dynamiikkasimulointiin soveltuvilla rajoitteilla.



Kuva 8. Creo Elements/Pro-malli

Mallilla ei pyrittykään saavuttamaan kaikkia lopulliselta dynamiikkamallilta vaadittuja ominaisuuksia, vaan se pyrittiin pitämään yksinkertaisena ja nopeana työkaluna varsinaisen dynamiikkamallin rakentamisen rinnalla. Koska CAD-ohjelmistot

mahdollistavat mallien helpon muunneltavuuden ja parametrisoinnin, toimii CAD-malli simulointiohjelmiston rinnalla hyvin.

7.1.1 Rakenne

Mallin varsinainen lehtijousta kuvaava osa koostuu viidestä elementistä, jotka kiinnitettiin toisiinsa kiertymän sallivalla Pin-kiinnityksellä, sekä riipukkeesta joka sallii jousen pitkittäisliikkeen taipumisen aikana. Kyseistä mallia ei voida pitää riittävän tarkkana kaikilta halutuilta ominaisuuksiltaan täydellisen lehtijousen mallintamiseen, sillä jousen pituussuuntainen liike sekä kiertymä pituusakselin ympäri on estetty. Nämä rajoitteet kuitenkin helpottavat yksinkertaisen ja alustavan mallin muodostamista ja tarkastelua.

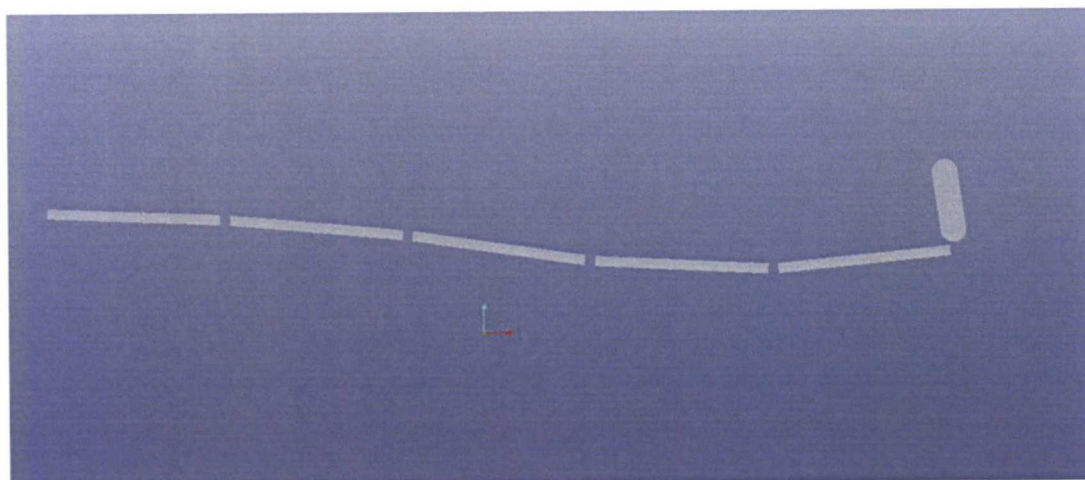
Mallia käytettiin avuksi todellisen jousen mittojen ja muotojen kopioimiseen. Mallin yksinkertaisuudesta johtuen mallin muoto jäi suhteellisen karkeaksi todelliseen jouseen verrattuna, mutta riittävään tarkkuuteen mallin avulla päästiin helposti. Yksinkertaisen mallin avulla pystyttiin nopeasti ja helposti iteroimaan eri vaihtoehtoja.

7.1.2 Simulointi

Mallin dynamiikkasimulointi tehtiin Creo Elements/Pro:n Mechanism moduulilla. Tavoitteena oli saavuttaa jousen realistinen käyttäytyminen riittävällä tarkkuudella. Jousielementtien väliin sekä kokoonpanon tasokiinnityksiin lisättiin vääntäjousi- sekä vaimenninelementit. Vääntäjousten jousivakiona käytettiin ohjelmiston käyttämää yksikköä $N \frac{mm}{deg}$ ja vaimentimessa yksikköä $N \frac{mm^2}{deg*s}$.

Creo Elements/Pro mallia käytettiin lähtökohtana simulointiohjelmistolla rakennettavalle mallille. Jousielementtien välissä vaikuttaville kiertojousille laskettiin todellisuutta vastaavat jousivakiot käyttäen hyväksi jousen valmistajan antamaa arvoa ja laskemalla siitä momenttiyhtälön avulla vallitseva jousivoima kussakin pisteessä olevalle vääntäjouselle (luku 7.2.3). Jousen kuormittamaton muoto saatiin simuloimalla mallia ainoastaan gravitaatiovoiman vaikuttaessa malliin. Ohjelma laskee kappaleiden massat ja inertia-tilavuuksien ja materiaalitietojen perusteella. Tätä muotoa verrattiin todellisen jousen malliin, jolloin mallin muoto pystyttiin verifioimaan. Jousen tärkeimmät vertailupisteet ovat riipukkeen kulma-asento runkoon ja jouseen nähden, sekä mallin keskiosan kulma-asento runkoon nähden eli caster kulma.

Mallin avulla tarkasteltiin sen rakenteen soveltuvuutta lehtijousen mallintamiseen. Tärkeimpiä tarkastelun kohteita olivat jousen muodon käyttäytyminen jousto- ja jarrutus- sekä kiihdytysvoimatilanteissa. Näitä ominaisuuksia kokeiltiin kohdistamalla pysty- ja pituussuuntaisia voimia jousen keskikappaleeseen, eli akselin kiinnityspisteeseen. Mallin havaittiin noudattavan hyvin sekä pystyjouston, että pitkittäisvoiman aiheuttamia muodonmuutoksia. Pitkittäisvoimat pyrkivät vääntämään lehtijousta niin sanotulle S-mutkalle. Ristijoustopilanteessa akseli pyrkii vääntämään jousia S-mutkalle myös poikittaissuunnassa, mutta sen kuvaaminen ei kyseisellä mallilla rajoitteista johtuen ole mahdollista.



Kuva 9. Creo Elements/Pro-malli pitkittäisvoiman aiheuttamassa tilassa

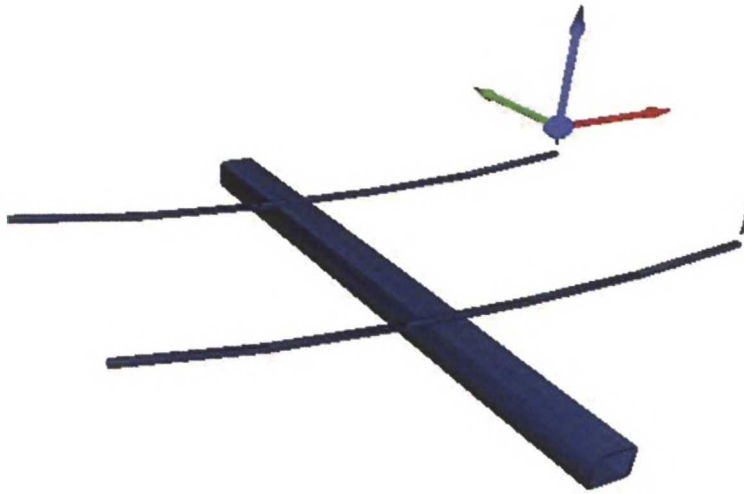
7.2 MeVEA-malli

MeVEA Oy:n dynamiikkasimulointiin, tuotekehitykseen ja testaukseen kehittämällä ohjelmistolla tehtiin työhön liittyvät lopulliset mallit. Niiden tarkoituksena on tukea Sisu Auton tuotekehitykseen ja testaukseen kehittämää reaaliaikasimulointimallia. Jotta malleista olisi jatkokehityksen kannalta mahdollisimman paljon hyötyä, on niiden oltava toimintavarmoja sekä monipuolisesti varioitavia. Tärkeä kriteeri on myös mallien soveltuvuus reaaliaikasimulointiin. Mallien tulisi olla samanaikaisesti riittävän realistisia ja toiminnaltaan tarkkoja, jotta niiden avulla voidaan saavuttaa luotettavia tuloksia.

MeVEA:n simulointiohjelmalla rakennettu malli sisältää koko etuakseliston jousituksen eli oikean ja vasemman jousipakan sekä akselipalkin. Malliin lisättiin stabiliteetin lisäämiseksi myös renkaat tuottamaan inertiaa sekä vaimentimet. Mallin avulla pystytään simuloimaan koko etuakselin dynaamista toimintaa jousituksen suhteen yhden jousipakan sijaan. Myös tämän työn yhteydessä tehdyistä malleista on pyrkimys tuottaa modulaarisia malleja, joita voidaan nopeasti käyttää koko ajoneuvon kuvaavan mallin toiminnallisina osina. Näin ollen eri simulointitilanteiden ja -variaatioiden tekeminen helpottuu ja nopeutuu.

7.2.1 Rakenne

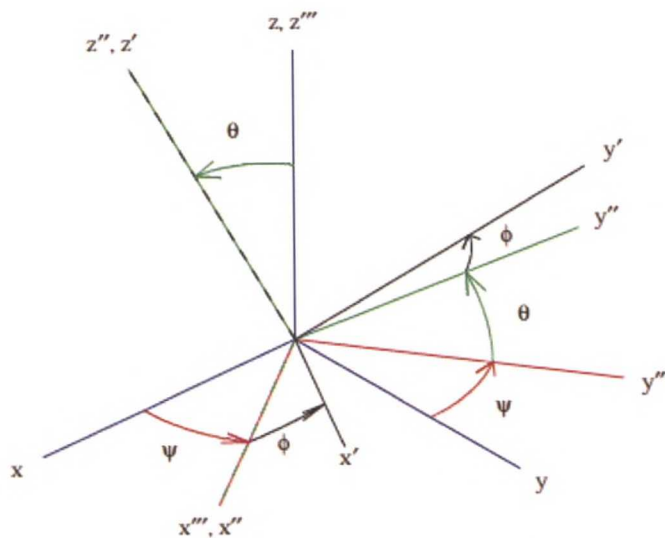
Malli koostuu kaikenkaikkiaan 15 osasta sekä rungosta eli ympäristöstä johon muu malli on kiinnitetty. Molemmat jouset koostuvat viidestä samanmittaisesta osasta sekä riipukeosasta aiemmin rakennetun mallin mukaan. Kiinnityspisteet runkoon sijaitsevat molempien riipukkeiden yläpäissä sekä viimeisten jousiosien päissä (Kuva 10). Akselipalkki sijaitsee jousien keskimmäisten osien puolivälissä. Mallin kohdistamiseen käytettiin apuna yksinkertaisemman Creo Elements/Pro-mallin vertailua aiemmin verifioituun malliin. Renkaat asetettiin cad-mallista mitatulle raidevälille akselipalkin keskiöön.



Kuva 10. Etujoisimallin globaali peruskoordinaatisto (X-punainen, Y-vihreä, Z-sininen)

7.2.1.1 Runko

Jousen osien asemointi pystyttiin suorittamaan yksinkertaisesti Creo Elements/Pro mallista saaduilla kappaleiden välisillä kulma-arvoilla. Niiden perusteella jousen kiinnityskohdat runkoon saatiin asemoitua halutulla tavalla vastaamaan todellisen jousen mittoja. Kappaleiden kulma-asemointi tapahtuu Euler-313 säännön mukaisesti, josta käytetään myös nimeä x-käytäntö (x-convention).



Kuva 11. Euler-313 kulmat

Eulerin kulmia voidaan parhaiten kuvata kyroskoopin liikkeenä kiinteällä kappaleella. Eulerin kulmat ϕ , θ , ψ tunnetaan yleisesti kiertymänä (spin), nutaationa (nutation) ja prekessiona (precession). Nutatiolla tarkoitetaan akselinsa ympäri pyörivän kappaleen epäsäännöllistä liikettä ja prekessionilla pyörimisakselin kiertymistä, jolloin sen kaltevuuskulma pysyy vakiona mutta sen suunta muuttuu. Nutaatio vaikuttaa siis prekessioliikkeen suuruuteen. Euler-313 sääntö voidaan esittää mielivaltaisella rotaatiomatriisilla:

$$= \begin{bmatrix} c\psi c\varphi - s\psi c\vartheta s\varphi & c\psi s\varphi + s\psi c\vartheta c\varphi & s\psi s\vartheta \\ -s\psi c\varphi - c\psi c\vartheta s\varphi & -s\psi s\varphi + c\psi c\vartheta c\varphi & c\psi s\vartheta \\ s\vartheta s\varphi & -s\vartheta c\varphi & c\vartheta \end{bmatrix} \quad [59]$$

missä $c\psi = \cos \psi$ ja $s\psi = \sin \psi$, josta saadaan eroteltua Euler-kulmat linearisoimalla ja derivoimalla saadaan:

$$R_3(\psi) = \begin{bmatrix} c\psi & s\psi & 0 \\ -s\psi & c\psi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad [60]$$

$$R_1(\theta) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & c_\theta & s_\theta \\ 0 & -s_\theta & c_\theta \end{bmatrix} \quad [61]$$

$$R_3(\phi) = \begin{bmatrix} c_\phi & s_\phi & 0 \\ -s_\phi & c_\phi & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad [62]$$

MeVEA:n simulointiohjelmistossa dynamiikan peruskomponenttien eli partikkeleiden asema, nopeus ja kiihtyvyys ratkaistaan tunnetussa referenssikoordinaatistossa:

$$r^{iP} = R^i + A^i \bar{u}^{iP} = R^i + A^i (\bar{u}_0^{iP} + \bar{u}_f^{iP}) \quad [63]$$

missä A^i = kappaleen i rotaatiomatriisi, R^i = globaalin koordinaatiston etäisyys kappaleen i koordinaatistoon, \bar{u}^{iP} = kappaleen i koordinaatiston etäisyys laskettavaan koordinaatistoon ja \bar{u}_f^{iP} = joustavuus parametri joustavilla kappaleilla.

Joustamattomilla kappaleilla funktio saadaan muotoon:

$$r^{iP} = R^i + A^i * \bar{u}^{iP} \quad [64]$$

Rotaatiomatriisi A esitettyä Eulerin parametreilla:

$$A^t = \begin{bmatrix} \frac{1}{2} - (\theta_2)^2 - (\theta_3)^2 & \theta_1\theta_2 + \theta_0\theta_3 & \theta_1\theta_3 + \theta_0\theta_2 \\ \theta_1\theta_2 + \theta_0\theta_3 & \frac{1}{2} - (\theta_1)^2 - (\theta_3)^2 & \theta_2\theta_3 + \theta_0\theta_1 \\ \theta_1\theta_3 + \theta_0\theta_2 & \theta_2\theta_3 + \theta_0\theta_1 & \frac{1}{2} - (\theta_1)^2 - (\theta_2)^2 \end{bmatrix} \quad [65]$$

Monikappalejärjestelmän liikeyhtälö voidaan esittää muodossa:

$$m_k \ddot{q} + C_q^T \lambda = Q^e + Q^v - Q^f \quad [66]$$

missä m_k = kappaleen massa, \ddot{q} = kappaleen kiihtyvyys ja $C_q^T \lambda$ = kappaleen nivelvoimia kuvaava termi.

Malliin saatiin hyvin lähellä todellisuutta oleva caster-kulma. Sillä on merkittävä vaikutus erityisesti jousen taipuman muodossa, jolloin horisontaali- ja vertikaalivoimat eivät vaikuta kohtisuorassa akselipalkin lokaaliin koordinaatistoon nähden. Aiheutuva momentti saa aikaan akselipalkin sekä jousen keskiosan taipumista globaalin Y-koordinaatin ympäri. Caster-kulma saatiin iteroinnin tuloksen.

Jokaiselle simulointimallin osalle määritellään erikseen massa, massan keskipiste kappaleen lokaalissa koordinaatistossa sekä inertiamatriisi:

$$I = \begin{bmatrix} I_{11} & I_{12} & I_{13} \\ I_{21} & I_{22} & I_{23} \\ I_{31} & I_{32} & I_{33} \end{bmatrix} \quad [67]$$

missä:

$$I_{11} = I_{xx} \stackrel{\text{def}}{=} \sum_{k=1}^N m_k (y_k^2 + z_k^2) \quad [68]$$

$$I_{22} = I_{yy} \stackrel{\text{def}}{=} \sum_{k=1}^N m_k (x_k^2 + z_k^2) \quad [69]$$

$$I_{33} = I_{zz} \stackrel{\text{def}}{=} \sum_{k=1}^N m_k (x_k^2 + y_k^2) \quad [70]$$

$$I_{12} = I_{xy} \stackrel{\text{def}}{=} - \sum_{k=1}^N m_k x_k y_k \quad [71]$$

$$I_{13} = I_{xz} \stackrel{\text{def}}{=} - \sum_{k=1}^N m_k x_k z_k \quad [72]$$

$$I_{23} = I_{yz} \stackrel{\text{def}}{=} - \sum_{k=1}^N m_k y_k z_k \quad [73]$$

missä N = inertiatensori ja x_k, y_k ja z_k ovat kappaleen mittoja. I_{xx} on hitausmomentti x-akselin ympäri, kun kappale pyörii x-akselin ympäri. I_{xy} puolestaan on hitausmomentti y-akselin ympäri, kun kappale pyörii x-akselin ympäri. Lisäksi:

$$I_{12} = I_{21}, I_{13} = I_{31}, I_{23} = I_{32} \quad [74]$$

koska I on symmetrinen tensori. Skalaareita I_{ij} , joissa $i \neq j$ kutsutaan inertian tuloiksi. Suureet voidaan esittää yksinkertaisemmin kappaleella, jolla on jakautunut massa, jota kuvataan massan tiheysfunktioilla:

$$I = \iiint_V \rho(x, y, z) \left((x^2 + y^2 + z^2) E_3 - \begin{bmatrix} xx & xy & xz \\ yx & yy & yz \\ zx & zy & zz \end{bmatrix} \right) dx dy dz \quad [75]$$

missä E_3 on 3x3 yksikkömatriisi ja ρ = kappaleen tiheys.

Inertia on dynamiikkasimuloinnin kannalta hyvin tärkeä tekijä, sillä se määrittää kappaleen dynaamiset ominaisuudet. Niillä tarkoitetaan kappaleen ominaisuuksia vastustaa tai muuttaa liikettä. Inertia on yksi fysiikan peruspilareista ja kuvaa kappaleeseen kohdistettujen voimien vaikutusta sen liikkeeseen massan ja muodon funktiona. Inertia tulee alunperin latinan sanasta iners, joka tarkoittaa joutilasta tai laiskaa.

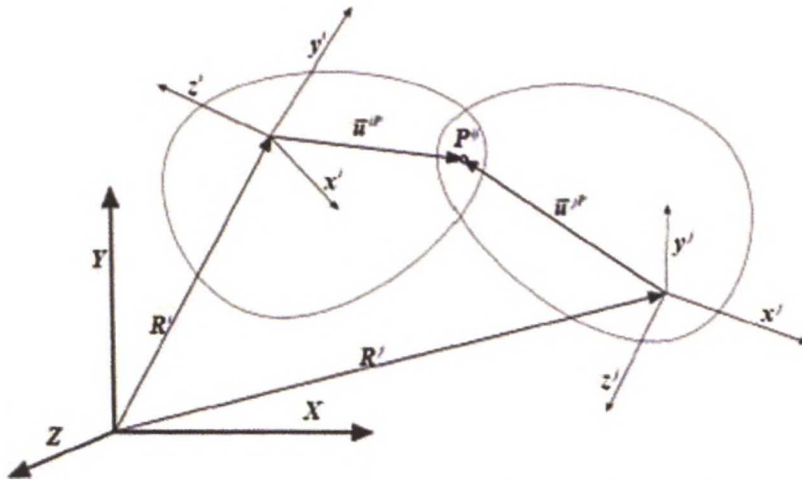
[Malcolm D. F. Landis Markley] [Diebel J.] [Hung V. Vu]

7.2.2 Rajoitteet

Moinikappaledynamiikassa kappaleiden väliset rajoitteet ja nivelet määritellään yleisiin koordinaatteihin kohdistettavien rajoitteiden avulla. Rajoiteyhtälöt voidaan esittää yksinkertaisesti muodossa:

$$C(q, t) = 0 \quad [76]$$

Rajoitteet voidaan käytännössä rajata kahteen eri kategoriaan. Kahden pisteen yhtenevyysrajoite määrittelee kahden pisteen välistä eroavaisuutta tiettyyn pisteeseen.



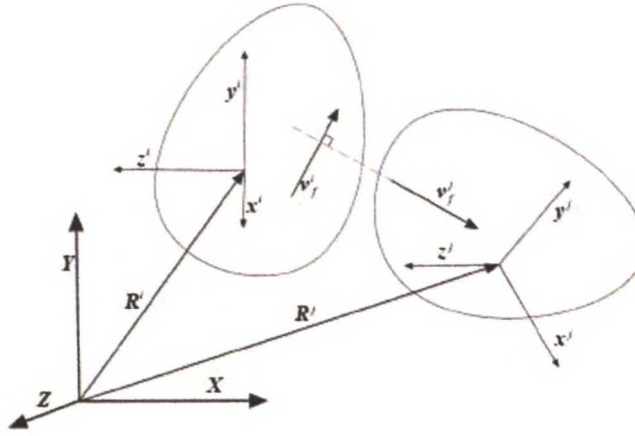
Kuva 12. Kappaleiden i ja j koordinaatistojen etäisyydet pisteeseen P globaalissa koordinaatistossa [MeVEA]

Rajoitteelle saadaan muodostettua yhtälö:

$$C^S = R^j + A^j \bar{u}^{jP} - R^i + A^i \bar{u}^{iP} = 0 \quad [77]$$

missä R^j ja R^i ovat globaalien koordinaatiston etäisyydet kappaleiden lokaaleihin koordinaatistoihin, \bar{u}^{iP} = kappaleen i lokaalin koordinaatiston etäisyys pisteeseen P, \bar{u}^{jP} = kappaleen j lokaalin koordinaatiston etäisyys pisteeseen P.

Kohtisuoruusrajoitteella tarkoitetaan vektorikohtisuoruutta. Rajoitteella rajoitetaan kahden koordinaattiakselin kohtisuoruus toisiinsa nähden.



Kuva 13. Kappaleiden i ja j vektorikohtisuoruus globaalissa koordinaatistossa [MeVEA]

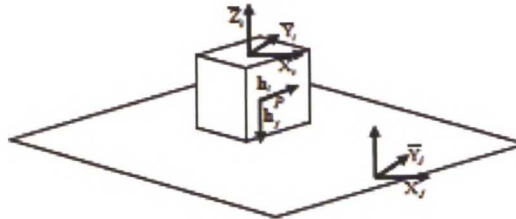
Kohtisuoruusrajoitteelle saadaan muodostettua yhtälö:

$$C^{dI} = v_f^{iT} v_f^j = \bar{v}_f^{iT} A^{iT} A^j v_f^j = 0 \quad [78]$$

Rajoitteiden avulla on muodostettu kaikki simulointimallissa käytettävät liitokset ja nivelet.

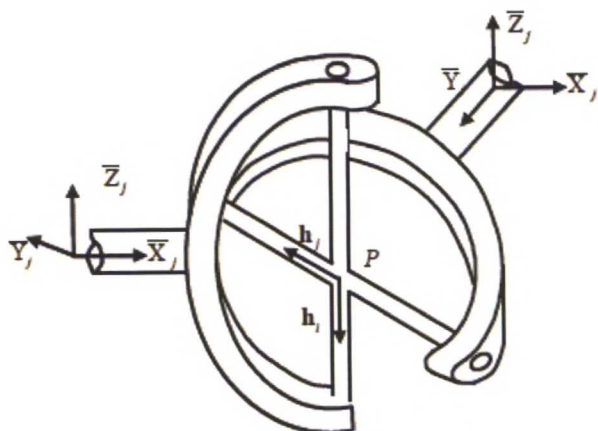
Etuakseliston mallissa on käytetty kolmea erilaista kiinnitysniveltä, jotka rajoittavat kappaleiden liikettä toistensa suhteen. Rajoitteiden tarkoituksena on luoda mallille oikeanlainen toiminnallisuus eri tilanteissa sekä osaltaan myös yksinkertaistaa mallia rajoittamalla haluttuja suuntia.

Malli on kiinnitetty ympäristöönsä eli runkoon neljästä eri pisteestä tasonivelillä (InPlane). Niiden avulla on rajoitettu nivelpisteiden y-suuntainen liike rungon koordinaatistossa eli globaalissa koordinaatistossa. Nivelpisteiden muut rajoitteet käsitellään myöhemmin osuudessa 7.2.3 (Voimat). Nivelelle voidaan asettaa referenssikappaleiden ja sijainnin lisäksi kappaleiden i ja j vektorit joiden määräämässä tasossa nivelen liike sallitaan.



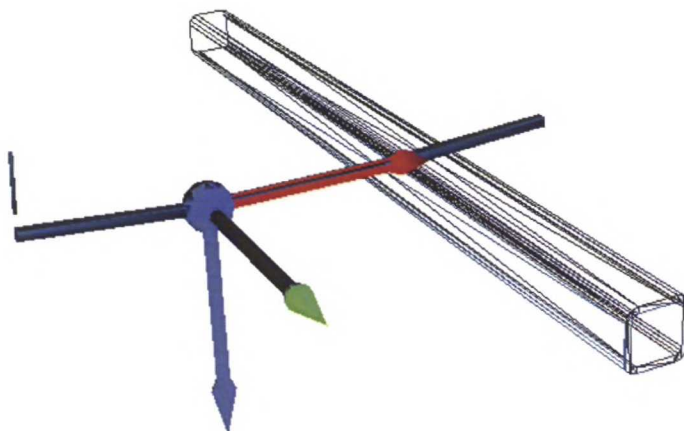
Kuva 14. Tasonivel (InPlane)

Jousen riipuke kiinnitettiin viisiosaiseen lehtijousen malliin kardaaninivelellä (Universal), joka sallii kappaleiden kiertymisen toistensa suhteen kahden halutun akselin ympäri. Myös lehtijousen osat kiinnitettiin toisiinsa kardaaninivelillä. Nivel liikesuunnat pystytään asettamaan tasonivelen tapaan valitsemalla molemmista kappaleista yksi akseli, jonka ympäri nivelen kiertyminen sallitaan.



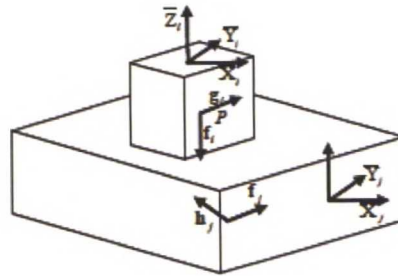
Kuva 15. Kardaaninivel (Universal)

Mallin käyttötarkoituksen ja rakenteen vuoksi estettiin osien kiertyminen toisiinsa nähden pituusakselin ympäri (x-akseli). Toisin sanoen jousien kiertyminen niiden pituussuunnassa estettiin. Vaikka todellisissa ajotilanteissa lehtijousi pyrkii vääntymään myös pituusakselinsa ympäri, katsottiin sen osuuden jousen kokonaisdynamiikassa olevan niin vähäistä, että se päätettiin rajoittaa mallin toimivuuden ja keveyden parantamiseksi. Lehtijousen sisäinen liike on siis sallittu jousen osien y- (vihreä) ja z-akselien (sininen) ympäri (Kuva 16).



Kuva 16. Jousielementin lokaali koordinaatisto

Akselipalkki on kiinnitetty lehtijousten keskimmäisiin osiin kiinteällä nivelellä (Fixed). Vaikka kyse ei ole varsinaisesta nivelestä, käytetään sitä tässä yhteydessä rajoitteita käsiteltäessä. Kiinteälle nivelelle voidaan asettaa referenssikappaleiden ja sijainnin lisäksi kaksi koordinaattiakselia molemmista kappaleista jotka muodostavat kaksi risteävää tasoa. Niiden avulla pystytään määrittelemään kappaleiden asento toisiinsa nähden kaikkiin koordinaattisuuntiin sekä kiertymissuuntiin. Lisää massaa ja näin ollen inertiaa tuovat renkaat kiinnitettiin akselipalkkiin myös kiinteillä nivelillä.



Kuva 17. Kiinteä nivel (Fixed)

[MeVEA II]

7.2.3 Voimat

Monikappalesimuloinnissa voidaan asettaa kappaleisiin ja kappaleiden välille vaikuttavia erilaisia voimakomponentteja. MeVEA:n simulointiohjelmistossa käytettyjä erilaisia voimakomponentteja ovat:

- Yhteen kappaleeseen vaikuttava voima
- Kappaleiden välinen translaatiovoima
- Kappaleiden välinen rotaatiovoima
- Kappaleiden välinen voimakenttä
- Rengas

Voimat voidaan esittää yleistetyn voimavektorin avulla:

$$Q_R^{ieT} = \sum_{j=1}^{n_f} F_j^{iT} \quad [79]$$

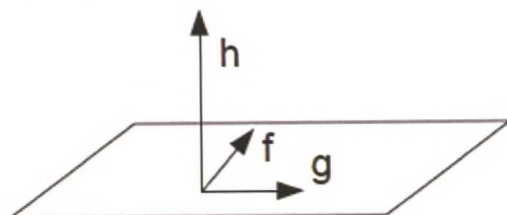
$$Q_\theta^{ieT} = \left[\sum_{j=1}^{n_T} T_j^{iT} + \sum_{j=1}^{n_T} A_j^{iT} \bar{T}_j^{iT} - \sum_{k=1}^{n_f} F_k^{iT} A_k^{iT} \bar{u}_k^i \right] \quad [80]$$

Yhteen kappaleeseen vaikuttavalla voimalla tarkoitetaan kappaleeseen vaikuttavaa ulkoista voimaa, joka ei ole riippuvainen muista kappaleista eikä vaikuta suoraan muihin kappaleisiin. Näitä voimia kutsutaan primitiivisiksi voimiksi, joille voidaan asettaa voiman vaikutuskohde eli kappale, voiman vaikutuspisteen koordinaatit lokaalissa koordinaatistossa sekä voiman vaikutussuunta. Vaikutussuunta määräytyy voimavektoreiden perusteella, jotka annetaan voiman [N] suuruuksina globaaleissa tai kappaleen lokaaleissa koordinaattisuunnissa. Primitiiviset voimat voivat käsittää myös vääntöä, jolloin vääntävän momentin [Nm] suunta määritellään globaalissa tai lokaalissa koordinaatistossa akseleiden ympäri kiertyvien momenttien summamomenttina. Mikäli voiman vaikutuspiste annetaan kappaleen lokaalissa koordinaatistossa, pysyy voiman suunta aina samana kappaleeseen nähden.

Translaatiovoimat ovat kahden kappaleen välillä vaikuttavia voimavektoreita. Niille asetetaan kappaleiden lisäksi vaikutuspisteiden koordinaatit molemmissa kappaleissa. Voima voidaan määritellä hyvin monella eri tavalla, mikä tekee translaatiovoimaelementistä hyvin monipuolisen. Voima voidaan käsitellä jousena tai vakiovoimana eli impulssina [N]. Jouselle voidaan määritellä jousivakio k [N/m], vaimennusvakio C [Ns/m] sekä jousen lepopituus ja minimi- ja maksimipituudet. Jouselle voidaan myös asettaa päätyrajojen jousi- ja vaimennusvakio, jotka alkavat vaikuttaa, kun jousi saavuttaa minimi- tai maksimipituutensa. Näin jouselle pystytään helposti mallintamaan päätyrajat joiden ominaisuuksia voidaan muokata. Myös kaksivaiheinen jousi on mahdollista mallintaa tämän ominaisuuden avulla. Jousi- ja vaimennusvakio voidaan myös määritellä kuvaajan (spline) avulla, joka muodostetaan

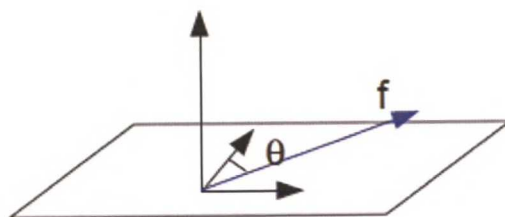
jousen puristuman funktiona. Kuvaajan avulla voimalle voidaan myös muodostaa hystereesi. Voimasta voidaan tehdä myös niin sanottu köysi, jolla on ainoastaan veto-ominaisuus yhteen suuntaan.

Rotaatiovoimat ovat translaatiovoimien tapaan kahden kappaleen välillä vaikuttavia voimia. Määrittäysperiaatteet ovat hyvin samanlaiset kuin rotaatiovoimille; vääntäjouselle annetaan jousi- [Nm/rad] ja vaimennusvakioiden [Nms/rad] arvot. Vakiovoiman tilalla on vääntömomentti [Nm]. Rotaatiovoimien suuntavektorit määritellään ohjelmistossa siten, että kappaleelle 1 (i) määriteltävät suuntavektorit f ja g määrittelevät tason, johon rotaatiovoima on kohtisuorassa.



Kuva 18. Kappaleen i vektorit f , g ja h

Kappaleelle 2 (j) määritelty suuntavektori f määrittää voiman kiertokulman θ [rad], joka ratkaistaan f -vektoreiden välisestä kulmasta. Jotta rotaatiovoiman momentti alkutilassa olisi nolla, on vektoreiden f oltava yhtenevät. Jos kappaleiden koordinaatistot ovat kiertyneitä toisiinsa nähden vektoreiden g tai h ympäri, syntyy vektoreiden f välille kulma. Laskennassa jousen kiertymän suuruus ratkaistaan vektoreiden f_i ja f_j välisestä kulmasta θ .



Kuva 19. Kappaleen j vektori f

Rotaatiovoimien aiheuttamien suurten momenttien välttäminen alkutilassa on välttämätöntä, jotta malli pysyy fyysisesti kasassa. Vektoreiden f välinen kulma saadaan asetettua nollassi, kiertämällä kappaleen j vektoria f globaalissa koordinaatistossa. Koordinaattimuutokset tapahtuvat kappaleiden i ja j rotaatiomatriiseiden avulla. Kappaleen i vektori f saadaan ratkaistua globaalissa koordinaatistossa:

$$f_i = A^i * \bar{f}_i \quad [81]$$

missä A^i on kappaleen i kiertomatriisi ja \bar{f}_i kappaleen i vektorin f esitys lokaalissa koordinaatistossa.

Kappaleen j vektori f saadaan ratkaistua näin ollen globaalissa koordinaatistossa:

$$f_j = (A^j)^T * \bar{f}_i \quad [82]$$

missä A^j on kappaleen j kiertomatriisi.

Asetettaessa rotaatiovoima esimerkiksi akselin z ympäri annetaan kappaleen i vektorille f arvot:

$$x=1$$

$$y=0$$

$$z=0$$

Vastaavasti kappaleen i vektori g muodostetaan seuraavasti, jotta vektori h saadaan koordinaatin z suuntaisesti (kuva 18):

$$x=0$$

$$y=1$$

$$z=0$$

Jos kappaleiden i ja j koordinaatistot ovat keskenään kiertyneet akselin z- suhteen lasketaan kappaleen j vektorille f arvot kiertomatriisin avulla, muussa tapauksessa se saa samat arvot kuin kappaleen i vektori f.

Voimakentällä voidaan kuvata esimerkiksi puslaa tai päätyvaimenninta. Se vaikuttaa kahden kappaleen välillä, mutta eroaa translaatiovoimasta moniulotteisella voiman vaikutussuunnalla. Voimalle voidaan määritellä kappaleiden vaikutuspisteiden lisäksi translaatiovoimien tapaan jousen pituus, jousivakio ja vaimennusvakio tai vakiovoima ja -momentti. Kaikille vakioille on mahdollista määritellä eri ominaisuudet kaikissa koordinaattisuunnissa. Jousi- ja vaimennusvakio on mahdollista antaa kaikkiin koordinaattisuuntiin myös kuvaajien avulla.

Simulointiohjelmisto sisältää myös spesifioituja voimatyökaluja eri ominaisuuksien mallintamiseen. Tällaisia ovat rengasvoimat, renkaan kontaktivoimat sekä moottorit. Kaikille voimakomponenteille on mahdollista asettaa ulkoinen ohjaus (Imput), jolla voimia voidaan hallita esimerkiksi reaaliaikasimuloinnin aikana. Näin voimakomponenteista saadaan muodostettua erilaisia voimanlähteitä.

Etujousen mallissa on käytetty kahta erilaista voimatyyppeä. Kappaleiden välisillä rotaatiovoimilla eli vääntöjousielementeillä (Rotational Forces) on kuvattu lehtijousen ominaisuuksia ja voimakentillä (Force Fields) jousen kiinnityspuslien ominaisuuksia.

Lisäksi jousen kuormittamiseen voidaan simulointitilanteessa käyttää erilaisia voimaelementtejä vaikuttamaan jousituksen osiin eri suunnista.

Lehtijousella, kuten muillakin jousilla, on kyky varastoida mekaanista energiaa. Kaikilla jousilla on myös vaimennusominaisuus, joka riippuu jousen hystereesistä ominaisuuksista. Sillä tarkoitetaan jousen painuman ja palautuman aikana häviönä menetettyä energiaa. Hystereesiä aiheuttavat jousen materiaaliominaisuudet sekä kitkat. Jousivakiolla kuvataan jousen kykyä varastoida energiaa energiaperiaatteen mukaisesti:

$$E_j = \frac{1}{2} kx^2 \quad [83]$$

Lehtijousen jousiominaisuus on tässä dynamiikkamallissa kuvattu jousen osien välisillä vääntöjousilla. Jousielementteihin määritellään referenssi kappaleiden lisäksi suuntavektorit, joiden perusteella jousen kiertymä määritellään. Kiertymän avulla saadaan jousivakion [Nm/rad] aiheuttama voima sekä vaimennus [Nms/rad]. Lisäksi voidaan määritellä jouselle vastinpinnat ja niiden jousivakiot ja vaimennukset, joihin jousi törmää minimi- ja maksimi kiertymillä. Minimi- ja maksimi kiertymät määritellään radiaaneina. Jouselle voidaan asettaa myös vakiomomentti [Nm]. Jouselle voidaan määritellä myös tarkemmat kitkaominaisuudet.

Vääntöjousen ominaisuudet voidaan määritellä jousivalmistajalta saatujen lehtijousen jousivakioarvojen perusteella. Perusperiaate vääntöjousen jousivakiolle saadaan yhtälöllä:

$$T_K = K * \theta \quad [84]$$

missä T_K on vääntöjousen momentti, K vääntöjousen jousivakio ja θ jousen kiertymä.

Lehtijousivalmistajat ilmoittavat jousivakiot yleisesti muodossa N/mm, jolla tarkoitetaan jousen keskikohdan siirtymää voiman funktiona. Jousivakion suuruus lehtijousen jäykkyyttä kuvaavissa vääntöjousissa riippuu siis jousielementin etäisyydestä jousen keskipisteeseen. Vääntöjousen jousivakio [Nmm/rad] saadaan laskettua momenttiyhtälön perusteella:

$$k_j = a^2 k_{red} \quad [85]$$

missä a = elementin pituus [mm] ja k_{red} = vääntöjousesta redusoitu jousivakio [N/mm], mikä voidaan määritellä vääntöjousien jäykkyys suhteen c ja jousivalmistajan ilmoittaman puolikkaan lehtijousen jousivakion $k_{\frac{1}{2}}$ [N/mm] avulla:

$$k_{red} = k_{\frac{1}{2}} \left(\frac{4}{c} + 1 \right) \quad [86]$$

koska jousi on mallinnettu käyttäen kahta eri jousivakiolla olevaa vääntäjoustajousta joiden jäykkyyssuhde on c , saadaan koko jousen jousivakio muotoon:

$$k = 2 \frac{k_1 k_2}{k_1 + k_2} \quad [87]$$

missä k_1 on ensimmäisen ja k_2 toisen vääntäjoustajousen jousivakio [Nmm/rad].

Etuakseliston jousituksen kuvaamiseen käytetyssä mallissa lehtijousien sisäiset voimat koostuivat vääntäjouselementeistä eli rotaatiovoimista. Mallin jousikomponenteille asetettujen rajoitteiden ansiosta vääntäjäykkyys määritellään vain kahteen suuntaan, akselien y ja z ympäri elementtien lokaaleissa koordinaatistoissa. Rotaatiovoimalla lokaalin y -akselin ympäri määriteltiin jousen jäykkyys vertikaalisuunnassa z globaalissa koordinaatistossa ja rotaatiovoimalla lokaalin z -akselin ympäri jousen jäykkyys horisontaali suunnassa y globaalissa koordinaatistossa.



Kuva 20. Etujousitusmalli

8 Simulointimallit - Teliakseli

Teliakseli on erillisjousitettu akseli, joka on yleensä osa telikokonaisuutta. Teliakseli voi olla jousitettu metallisin lehtijousin tai ilmapalkein. Koska lehtijousilla varustettu teliakseli on mallinnusteknisesti hyvin samankaltainen etuakselin jousituksen kanssa, päädyttiin tässä työssä mallintamaan ilmapalkeilla ja metallisilla tukijousilla varustettu teliakseli. Ilmapalkeet toimivat akselin varsinaisena jousielementtinä. Akseli voi olla ilmapalkeiden avulla tai hydraulisesti nostettavissa. Samaa periaatetta voidaan käytännössä käyttää myös takimmaisena ohjaavan akselin mallintamiseen. Suurimpana erona etujousituksen mallintamiseen ovat ilmapalkeet.

8.1 Malli

Teliakselia varten muodostettiin etujousimallin rakennetta mukaillen puolikas lehtijousi, joka koostuu kahdesta täyspitkästä ja yhdestä puolikkaasta elementistä. Puolikkaiden lehtijousien päätarkoitus on toimia jousituksen tukielementteinä. Tarkastelussa todettiin, että mallin avulla pystytään kuvaamaan akselin tukijousi riittävällä tarkkuudella. Teliakselin yhteydessä käytettiin Creo Elements/Pro ohjelmistoa lähinnä tukijousimallien muodon kopiointiin alkuperäisestä jousimallista sekä sen verifiointiin.

Suurimpana erona etujousituksesta tehtyyn malliin on akselin jousituksen pääasiallinen muodostaminen ilmapalkein. Alustavassa Creo Elements/Pro mallissa ei ilmapalkeen mallinnukselle ollut tarvetta.

8.1.1 Rakenne

Mallin rakentamisessa käytettiin samaa periaatetta kuin etujousimallin yhteydessä. Creo Elements/Pro:lla tehty malli koostuu kahdesta etujousimallin mukaisesta elementistä sekä yhdestä lyhyemmästä, tukijousen pään muodostavasta elementistä, jotka kiinnitettiin toisiinsa kiertymän sallivalla Pin-kiinnityksellä. Myös etujousimallin tapaan on jousen pituus suuntainen liike sekä kiertymä pituusakselin ympäri estetty. Malli verifioitiin tarkastelemalla jousen joustoliikkeen kiertymäpisteen sijaintia simuloituilla kuormituksilla ja vertaamalla tuloksia aikaisemmin verifioituun laskennalliseen malliin. Tärkeimpiä vertailupisteitä ovat jousen kiertymisen keksipiste, tukijousen kulma-asento runkoon nähden sekä jousen pään kulma-asema jouseen nähden eli caster-kulma. Tarkastelussa havaittiin kiertymispisteiden olevan riittävän pienellä etäisyydellä vertailupisteestä. Kiertymispisteen perusteella voidaan tarkastella muun muassa jousituksen liikerataa jouston aikana. Tarkastelun avulla malli pystyttiin toteamaan riittävän tarkaksi esitystavaksi.

MeVEA:lla rakennetussa mallissa käytetään etujousen yhteydessä luotua periaatetta. Teliakselia kuvaavassa mallissa lehtijousien tarkoitus on toimia lähes jäykkinä tukielementteinä ilmajousitetulle akselille. Jousielementtien välillä käytettiin vääntöjousia ja vaimennuselementtejä tukijousen ominaisuuksien kuvaamiseen. Kiertojousien arvot laskettiin jousivalmistajan antamasta jousivakiosta momenttiasapainoyhtälön avulla kohdan 7.2.3 mukaan kullekin pisteelle erikseen. Malliin lisättiin iskunvaimentimet lisäämään mallin stabiiliutta sekä tukivarsi rungon ja akselin välille. Tukivarsi muodostuu kahdesta elementistä jotka on liitetty toisiinsa

pallonivelellä. Elementtien välille määriteltiin kiertojäykkyydet kaikkiin koordinaattisuuntiin.

8.1.2 Ilmapalje

Ilmapalkeiden ominaisuudet riippuvat niiden rakenteesta. Yleisimmät ajoneuvoissa käytössä olevat paljetyypit ovat niin sanottu rullaava palje ja makkara palje. Palkeiden toimintaperiaate on hyvin erilainen, mikä antaa niille myös toisistaan poikkeavat ominaisuudet. Sisu Auton teliakseleissa on perinteisesti käytetty makkarapalkeita, jotka antavat akselille riittävän kantokyvyn.

Rullaavan palkeen ominaisuudet ovat dynaamisen mallinnuksen kannalta yksinkertaisemmat kuin makkarapalkeella. Sen liikettä vastustava voima pysyy vakioaineella lineaarisena pitkällä liikealueella. Jousivakion progressiivisuutta rullaavalle palkeelle aiheuttaa adiapaattisuus, jolloin paineen ja tilavuuden suhde on vakio.

$$pV^\gamma = \text{vakio} \quad [88]$$

missä p = paine, V = tilavuus ja γ = adiapaattivakio (1,40 ilma)

Adiapaattisuuden vaikutus voidaan havaita erityisesti nopeissa joustotilanteissa, jolloin palkeen paineventtiili ei ehdi reagoida paineen muutokseen ja paine palkeessa pääsee kasvamaan. Paineensäätimellä säädetään ilmapalkeen painetta suhteessa etu- tai takajousituksen painumaan. Tällä pyritään vaikuttamaan akselipainojakaumaan, ajoneuvon etupään ajokorkeuteen sekä varmistamaan jarrujen riittävän tehokas toiminta.

Makkarapalkeen jousivakio on rullaavaa paljetta huomattavasti progressiivisempi, mikä johtuu useasta eri tekijästä. Rullaavan palkeen tapaan sen jousivakioon vaikuttaa adiapaattisuus, mutta myös suuret tehollisen pinta-alanmuutokset palkeessa. Puristuessaan kasaan palkeen tehollinen pinta-ala kasvaa. Palkeen poimut pääsevät nojaamaan toisiinsa ja päätylevyihin, jolloin palkeessa vaikuttava voima kasvaa paineesta riippumatta.

Koska ilmapalkeen käyttäytymisen mallintaminen kaikissa mahdollisissa tilanteisiin on hankalaa, päädyttiin akselipainojen hallinnan kannalta ottamaan huomioon vain palkeen voima paineen ja puristuman suhteessa. Näin pystytään saavuttamaan staattinen tasapainotila ajoneuvon kuorman ja oman massan mukaan. Palkeen progressiivinen jousivakio tehtiin kuvaajan (spline) avulla, jota jousielementti lukee painuman funktiona.

9 Simulointimallit - Vetävän telin jousitus

Vetävistä teleistä yleisin, niin sanottu tandemteli, on kahden akselin muodostama kokonaisuus, jossa veto ohjataan etummaisen akselin vetopyörästä läpi taaemmalle akselille. Vedonkatkaisun avulla on taaempi akseli mahdollista saada vetämättömäksi ja nostettua, mikä muuttaa kuorman jakautumista ja parantaa näin pito-ominaisuuksia liukkaissa ja hankalissa olosuhteissa.

Vetävän telin jousitus eroaa etu- ja teliakselista hyvin paljon. Sisu Auton käyttämä vetävä teli on jousitettu metallisilla trapetsijousilla, joka toimii samalla keinuvana elementtinä akselien välillä tasaten kuorman telillä. Vetävällä telillä käytetyt lehtijouset voivat olla yksi- tai kaksivaiheisia ja niiden jousivakiot voivat vaihdella paljon riippuen jousen rakenteesta ja lehtien määrästä. Sisu Auton vetävällä telillä on tämän työn tekohetkellä saatavilla lehtijousia, joiden jousivakiot ovat välillä 1000 - 4300 N/mm. Kaksivaiheisen progressiivisen lehtijousen jousivakio erot voivat vaihdella jopa yli 2000 N/mm.

9.1 Malli

Vetävän telin dynaaminen malli eroaa muista tämän työn yhteydessä tehdyistä malleista erityisesti rakenteellisen dynamiikan realistisuuden kannalta. Mallin rakentamisen lähtökohtana oli telin jousituksen mallintaminen mahdollisimman yksinkertaisella, mutta kuitenkin riittävän tarkalla menetelmällä. Vaikka vetävän telin jousituksen pääkomponenttina on lehtijousitus, ei niiden mallintamista muiden mallien tavoin katsottu tarpeelliseksi.

9.1.1 Rakenne

Vetävän telin mallinnuslähtökohtana oli yksinkertainen kokonaisuus, jolla pystytään saavuttamaan riittävä tarkkuus staattisessa kuormanjakautumisessa sekä dynaamisissa ajotilanteissa. Koska teli koostuu akselipainohallinnan näkökulmasta kahdesta jousituksen kautta yhdistetystä akselistä, jossa lähes jäykät jousielementit toimivat kuorman tasaavana keinuna, on molempien akseleiden mallintaminen samaan tarkasteltavaan malliin järkevää. Vetävän telin dynaaminen malli koostuu kaikkiaan kuudesta kappaleesta, mikä on mallin laskentatehokkuuden kannalta edullista. Mallin rakenteessa on pyritty välttämään kappaleiden muodostamia silmukoita, jotka hankaloittavat sen laskentaa.

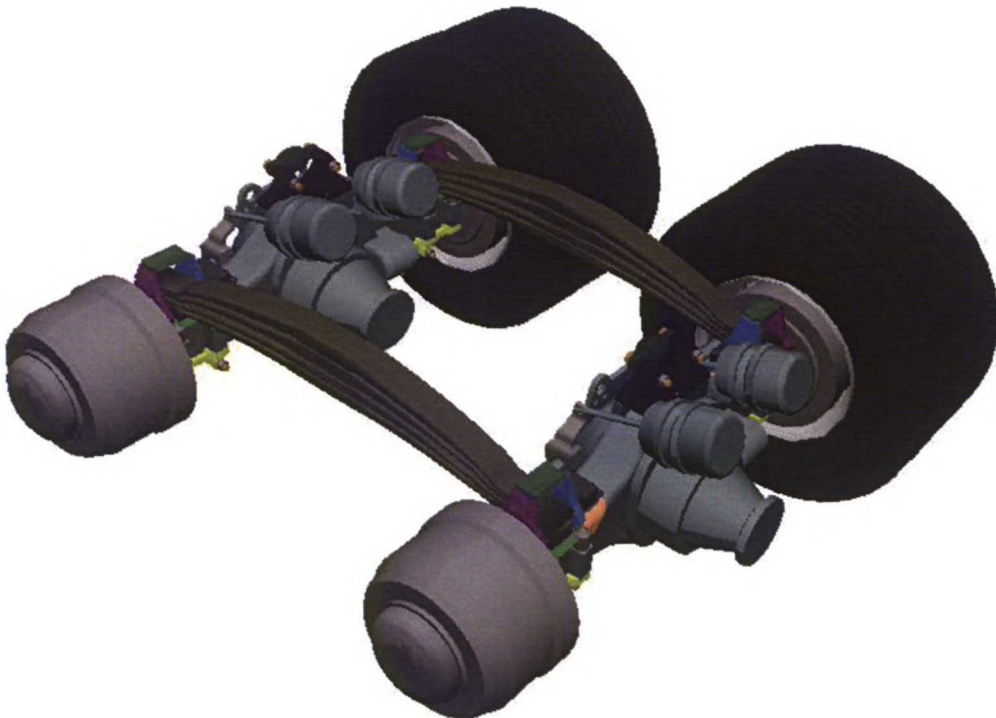
Vetävän telin akselit on kiinnitetty runkoon omilla vertikaalisen translaatioliikkeen sallivilla kappaleilla. Nämä tukielementit poikkeavat vetävän telin realistisesta kinematiikasta, mutta mahdollistavat sen yksinkertaisen dynaamisen toteutuksen. Ne sijaitsevat molempien akseleiden keskilinjalla ja sallivat siis akseleiden z-akselin suuntaisen liikkeen. Akselit on kiinnitetty tukielementteihin kiertymän sallivalla sarananivelellä, joka salli akselin kiertymisen ajoneuvon pituusakselin suuntaisesti. Pyörähdysakselin pystysuuntaista asemaa muuttamalla pystytään vaikuttamaan akselin

kallistuskeskiön sijaintiin. Molemmat akselit pääsevät siis kallistumaan oman tukielementtinsä ympäri toisistaan riippumatta.

Telin trapetsijouset on kuvattu jäykkinä elementteinä, jotka on kiinnitetty todellisen kinematiikan tapaan ajoneuvon runkoon sarananivelillä. Sarananivelten avulla mahdollistetaan kuorman jakautuminen suhteessa 50/50 molemmille akseleille. Jousen esittäminen jäykkänä, joustamattomana palkkina mahdollistaa kinemaattisten ketjujen välttämisen. Akselien jousitus mallinnetaan translaatiovoimaelementeillä akseleiden ja jäykkien jousipalkkien välillä. Translaatiovoimilla kuvattujen jousien jousivakioiden määrittäminen tapahtuu yksinkertaisen tasapainoyhtälön avulla.

MeVEA:n kehittämällä ohjelmiston avulla pystytään luomaan matemaattisista elementeistä koostuvia simulointimalleja. Malleilla ei ole valmista graafista muotoa kuten CAD-malleilla, vaan muoto on määritelty matemaattisesti kappaleiden inerttioiden avulla. Usein mallilla halutaan tehdä myös visuaalisia tarkasteluja, jolloin eri osilla tulee olla myös visuaalinen ulkomuoto. Osien visualisointi helpottaa myös kokonaisuuden hahmottamista ja toiminnan tarkastelua.

Mallinnettuihin osiin voidaan liittää grafiikoita useissa eri formaateissa. Malliin tuotavalle grafiikalle määritellään skaala ja kiinnityspiste matemaattisessa elementissä. Grafiikoiden avulla voidaan myös muodostaa törmäyskontaktipintoja. Helpoiten grafiikan tuottaminen onnistuu valmiista CAD-ohjelmistolla tehdystä 3D-mallista. Sen perusteella saadaan määriteltyä myös helposti grafiikan kiinnityspiste osan koordinaatistoon nähden. Kuvien 20 ja 21 malleihin on lisätty CAD-malleista tuodut grafiikat.



Kuva 21. Vetävän telin malli

10 Yhteenveto

Raskaiden hyötyajoneuvojen dynaamisten ominaisuuksien vaikutus niiden suunnitteluun on tärkeämpää ja monimutkaisempaa kuin usein luullaan. Kun kyseessä ei ole sarjatuotannolla valmistettu tuote vaan yksilöllinen ratkaisu, joka voi erota edeltäjistään oleellisesti, voivat myös dynaamiset ominaisuudet muuttua kriittisesti. Niiden laskeminen on kuitenkin hankalaa ilman tarkoitukseen kehitettyä mallia tai työkalua. Monipuolisen ja helposti varioitavan simulointimallin avulla pystytään erilaisista vaihtoehtoista koostuvia kokonaisuuksia testaamaan ja kehittämään nopeasti. Näin nopeutetaan tuotekehitysprosessia, kun tuotetta pystytään simuloimalla testaamaan jo suunnitteluvaiheessa. Tuloksena ovat säästöt kustannuksissa ja resursseissa. Myös tuotteen suunnittelu-aika lyhenee.

Eri tahojen esitykset kuorma-autojen ja ajoneuvoyhdistelmien kokonaispainojen ja suurimpien sallittujen korkeuksien korottamisesta enteilevät muutosten voimaantuloa hyvin vahvasti. Suunnitelmia muutosten voimaantumisen ajankohdasta ei ole vielä tehty, mutta aikaisimmat arviot ovat vuoden 2013 alkupuolella. Ajoneuvon kokonaispainon korotus kuudellatoista tonnilla aiheuttaa hyvin suuria muutoksia ajoneuvolle aiheutuviin rasituksiin ja liikedynamiikkaan. Kun yhtälöön lisätään sallitun korkeuden korottaminen 20 senttimetrillä, mikä saattaa aiheuttaa myös ajoneuvon painopisteen nousun kymmenellä senttimetrillä, saattaa ajoneuvon käyttäytymisen ennustaminen olla hyvin vaikea. Liikedynamiikan tarkastelun kannalta ovat ajoneuvon käyttäytymisen lisäksi mielenkiintoisia juuri ajoneuvolle aiheutuvat rasitukset.

Raskaan hyötyajoneuvon dynamiikka on teoreettisesti hyvin tunnettua ja siihen liittyviä tutkimuksia on tehty lukuisia. Suhteellisen vähän on kuitenkin julkisesti tutkittu raskaiden ajoneuvojen simulointia ja siihen liittyviä mahdollisuuksia. Erilaisia simulointimenetelmiä on ollut olemassa jo pitkään ja uusia kehitellään jatkuvasti, mutta niiden käyttö rajoittuu vielä enimmäkseen yritysten teettämiin tutkimuksiin.

10.1 Simulointiohjelmistot

Eri simulointitekniikat jakautuvat rajoitteidensa ja mahdollisuuksiensa mukaan selvästi eri käyttötarkoituksiin. Perinteiset matemaattiset ohjelmistot ovat yhä laajalti käytössä, mutta jäämässä graafisten MBS-ohjelmistojen, dynamiikkasimulaattoreiden ja elementtimallinnuksen varjoon. Tietokoneiden laskentatehon kasvaessa avautuu uusia mahdollisuuksia yhdistellä eri ominaisuuksia samaan simulaatioon. Jo nyt pystytään luomaan malleja suurista kokonaisuuksista, joiden avulla pystytään simuloimaan liikedynamiikan lisäksi esimerkiksi hydrauliiikkaa tai käyttöjärjestelmän toimivuutta. Ihminen-kone rajapinnan tutkiminen vaatiikin simuloinnilta reaaliaikaisuutta, mikä on yksi simuloinnin uusimmista saavutuksista. Rajapinnalla tarkoitetaan ihmisen ja koneen muodostamaa yhteyttä, jonka avulla konetta pystytään esimerkiksi hallitsemaan. Parhaan mahdollisen yhteyden saavuttamiseksi rakennetaan sopiva käyttöliittymä.

Perinteiset CAE-ohjelmistot sisältävät usein osia, jotka mahdollistavat dynamiikkasimulointien tekemisen cad-mallin perusteella. Niiden riittävyys monimutkaisempiin dynaamisiin ominaisuuksiin tai käyttäjäystävällisyyteen tähtääviä tuotteita valmistavalle yritykselle on rajallista. Hyötyajoneuvojen ja raskaiden runkorakenteisten ajoneuvojen dynaamisia ominaisuuksia pidetään usein yksinkertaisina. Huomiotta jätetään esimerkiksi jousituksen ja eri jousityyppien merkitys sekä rungon taipuminen ja kiertyminen. Niillä on suuri merkitys ajoneuvon kallistuksen vakauteen erityisesti suurilla kuormilla. Päällirakenteiden ja kuorman

vaihtelut aiheuttavat suuria muutoksia ajoneuvon staattiseen tasapainotilaan sekä liikedynamiikkaan. Niiden tarkka määrittäminen ajo- ja käyttötilanteissa yksinkertaisella tavalla on hankalaa. Ajoneuvon eri konstruktiovariaatiot kuten akseleiden sijainnit ja määrät vaativat useiden eri simulointien tekemistä jo suunnittelu vaiheessa. Helposti varioitava simulointimalli parantaa suunnittelunkustannustehokkuutta huomattavasti.

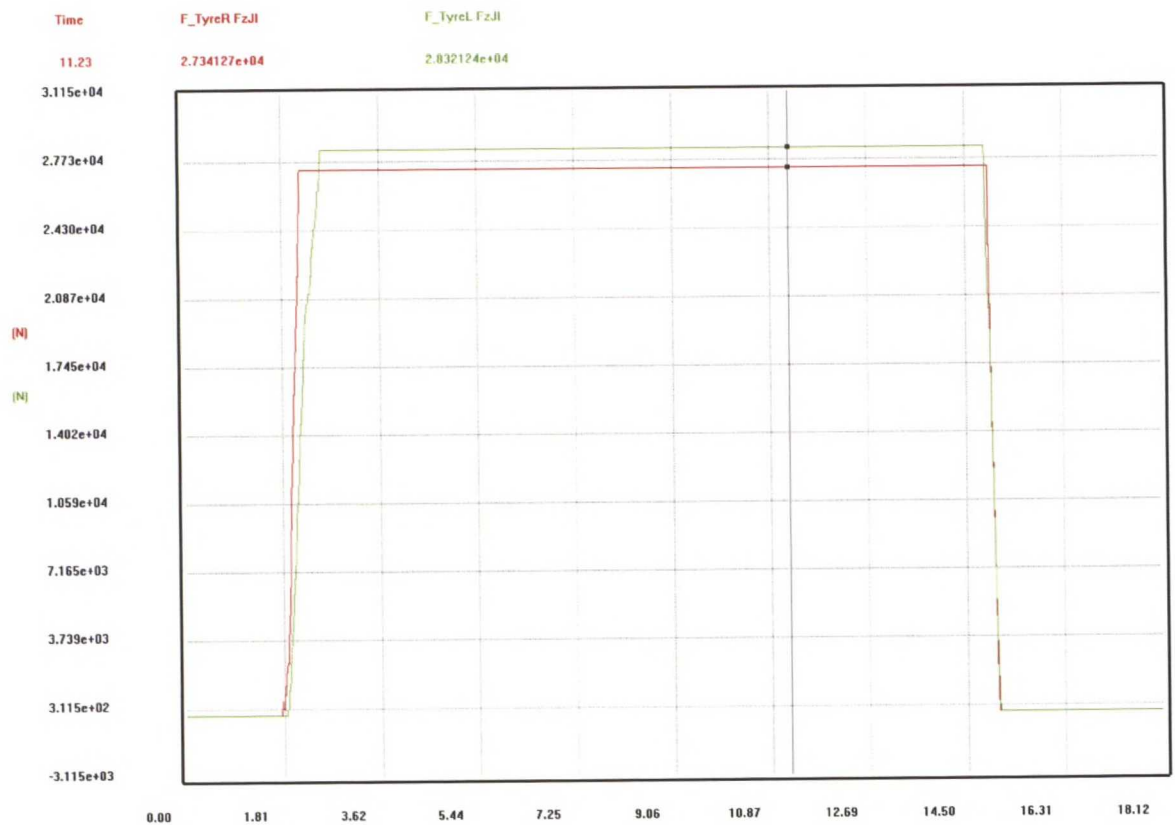
Simulointiohjelmiston käyttöönotto yrityksessä on aina investointi. Ohjelmiston lisäksi tarvitaan osaavaa henkilöstöä ja lisäkoulutusta. Vaihtoehtona on simulointipalveluiden ostaminen niihin erikoistuneelta yritykseltä. Silloin vältytään suurilta investoinneilta, mutta samalla myös osaaminen ja tieto siirtyy yrityksen ulkopuolelle. Varsinaisten tuotekehityssimulaattoreiden rakentamisessa on tärkeää, että myös yrityksen sisällä on tietotaitoa sen täysivaltaiseen käyttämiseen ja muokkaamiseen. Näin taataan investoinnista saatava paras mahdollinen hyöty.

10.2 Simulointimallit

Simulointiohjelmiston avulla etujousitusmallille tehtiin verifiointi perustuen mittaustietoon, jota käytettiin mallin jousivakioiden määrittämiseen. Verifiointi on tärkeä osa mallin iterointiprosessia. Sen avulla varmistetaan mallin oikeanlainen dynaaminen käyttäytyminen ja riittävä tarkkuus. Mikäli verifiointin aikana havaitaan simuloitujen ja mitattujen tulosten välillä liian suuria eroja, aloitetaan iterointikierros alusta muuttamalla mallin arvoja. Tässä tapauksessa muutettavat arvot olisivat lehtijousielementtien välisten vääntöjousten jousivakioita.

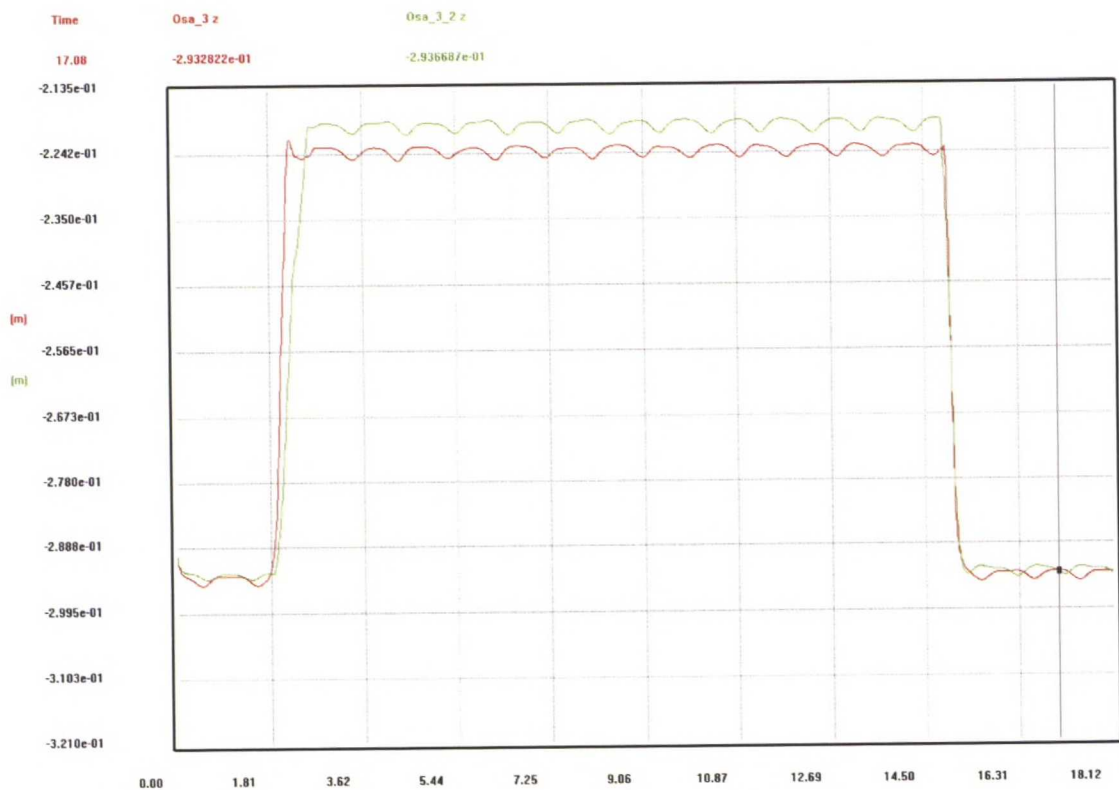
10.2.1 Verifiointi

Iterointi suoritettiin määrittelemällä mallin akselipalkkiin lehtijousien kiinnityspisteiden kohdalle voimakentät, joita pystyttiin ohjailemaan syötteen avulla. Maksimivoiman suuruutta muutettiin muokkaamalla syötteen skaalaa. Akseliin vaikutettiin aina maksimivoimalla molempien jousien kohdalta. Ratkaisijaohjelmiston avulla muodostettiin simulointituloksista kuvaajat. Kuvaajien perusteella pystyttiin varmistamaan akseliin vaikuttava voima sekä laskemaan lehtijousen keskipisteen pystysuora siirtymä. Siirtymä määriteltiin dynamiikkamallin vasemman jousen keskimmäisen elementin koordinaatiston z-akselin suuntaisena siirtymänä. Siirtymäpiste sijaitsee akselin ja lehtijousen kontaktipisteessä.



Kuvaaja 3. Oikean ja vasemman jousen pystysuuntainen kuormitus simuloinnin aikana

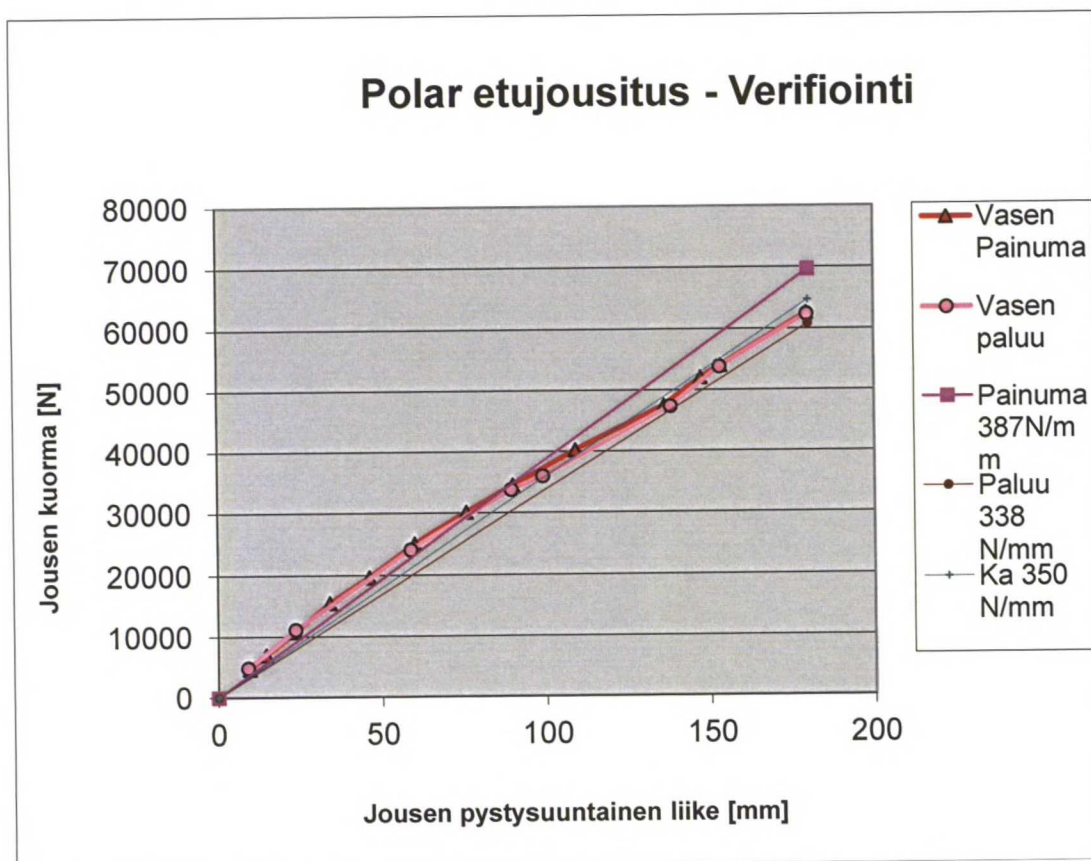
Syötteen avulla akseliin vaikutettiin noin kymmenen sekunnin ajan maksimivoimalla. Syöte annettiin manuaalisella ohjaimella. Oikean- ja vasemmanpuoleiselle jouselle asetettiin mittaustulosten mukaisesti erisuuruiset voimat. Samalla tekniikalla pystyttäisiin tutkimaan myös jousituksen käyttäytymistä esimerkiksi erilaisissa ristijoustotilanteissa.



Kuvaaja 4. Oikean ja vasemman jousen pystysuuntainen liike simuloinnin aikana

Simulointi mallin tuloksien perusteella voidaan todeta niiden noudattavan riittävällä tarkkuudella mitattuja jousen pystyliikkeen arvoja. Ensimmäisestä koemittauksesta saatuihin arvoihin verrattuna simuloinnin tulokset poikkesivat suurimmillaan alle 20 mm. Suurin osa mittauspisteistä oli alle 10 mm erolla. Poikkeamien keskarvoksi saadaan 3,15 mm. Suurimmat erot olivat jouston loppupäässä suurilla kuormituksilla. Ottaen huomioon mittauksesta saadun jousivakiokuvaajan vaihtelevuuden, ei kyseisiä loppupään mittauspisteitä voida pitää täysin luotettavina.

Toisen koemittauksen tuloksia vertailtaessa simulointituloksiin huomattiin hystereesin vaikutus. Hystereesiä ei simulointimallissa ole otettu huomioon, jolloin paluujouston arvot eroavat simulointiarvoista enemmän. Jousen pystyliikkeen mittauspisteiden erot olivat kuitenkin kaikki alle 10 mm ja parhaimmillaan alle 1 mm. Mallin värähtelyjen ja siitä johtuvan kuvaajien epälineaarisuuden johdosta simulointiarvoille voidaan arvioida noin 0.5 mm virhe.



Kuvaaja 5. Yhdistetyt verifiointitulokset

Yhdistämällä verifiointitulokset saadaan muodostettua yhtenäinen kuvaaja, jonka avulla voidaan tarkastella tuloksia 387 N/mm sekä 338 N/mm jousivakiokuvaajiin verrattuna. Muodostetusta kuvaajasta voidaan havaita sen osuvan laskettujen jousivakioiden väliin lukuun ottamatta sen alkupäätä. Voidaan todeta simulointimallin noudattavan todellisen jousen pystysuuntaista jousivakiota. Suurilla simuloituilla kuormilla päästään hyvin lähelle todellisen jousen keskiarvoa 350 N/mm.

10.2.2 Reaaliaikaisuus

Mallien reaaliaikaisuutta simuloinnissa tarkasteltiin mittaamalla mallien vaatimaa laskenta-aikaa ja vertaamalla sitä annettuun aika-askeleeseen. Simulointiohjelmiston avulla pystytään seuraamaan mallin laskentakierroksen pituutta sekä mallille annettua aika-askeleen suuruutta. Muodostamalla kuvaaja aika-askeleen suuruudesta reaaliajan funktiona pystytään seuraamaan laskentakierroksen pituutta annettuun vakioaika-askeleeseen verrattuna. Simulointi tapahtuu reaaliajassa, mikäli laskentakierrokseen kulunut aika on aika-askeleta pienempi. Reaaliaikaisuuteen voidaan siis vaikuttaa kasvattamalla aika-askeleta, mikä kuitenkin tekee simuloinnista epästabiilimman.

Kaikille kolmella mallilla suoritettiin reaaliaikaisuuden tarkastelu. Etujousituksen malli sekä sen perusteella muodostettu teliakseliston malli ovat rakenteeltaan raskaampia kuin vetävän telin malli. Työn yhteydessä tehdyissä simuloinneissa saavutettiin reaaliaikaisuus vain vetävän telin jousitusmallilla.

10.3 Jatkotutkimus

Tähän työhön liittyviä oleellisia jatkotutkimuskohteita ovat mallien saattaminen kompaktiin muotoon, jolloin niiden liittäminen osaksi isompaa ajoneuvomallia olisi helppoa ja vaivatonta. Tähän tavoitteeseen ei tämän työn puitteissa päästy. Jotta dynamiikkamallinnuksesta olisi olennaista hyötyä lukuisista eri konstruktioista koostuvien ajoneuvojen suunnittelussa, on myös mallinnuksen tapahduttava suurimmalta osalta valmiita osakokonaisuuksille hyödyntäen. Ajoneuvomallin tulee olla nopeasti varioitavissa antaakseen parhaan mahdollisen tuen suunnittelulle. Tässä työssä esitetyt mallit koostuvat lukuisista eri elementeistä, jolloin niiden käyttö suuremmassa kokonaisuudessa on hyvin vaivalloista. Tarkoituksena onkin muodostaa nykyisistä malleista yksittäisiä moduuleja, jotka muokkaavat syötettyä tietoa jousitusmallien mukaan.

Lehtijousen simulointimallin nivelöinnin laajamittainen tarkastelu tulisi tehdä mallin laskentatehon ja tarkkuuden optimoimiseksi. Tässä työssä käytettyjen mallien tutkimiseen vertailtiin muutamia eri nivelöintivaihtoehtoja. Parhaan mahdollisen rakenteen varmistamiseksi olisi kuitenkin kaikki mahdolliset vaihtoehdot kartoitettava ja simuloimalla testattava.

Ilmapalkeelle ei tämän työn yhteydessä löydetty toimivaa mallinnustapaa, jolla palkeen riittävät ominaisuudet kuten adipaattisuus ja kuorman tasaus saataisiin esitettyä. Ilmapalkeiden ominaisuuksien mallintamista on tutkittu julkisesti hyvin vähän. Ilmapalkeen toiminnan mallintaminen ja sen verifiointi ovat teliakselimallin toiminnan ja tarkkuuden kannalta tärkeitä tutkimuskohteita.

Tämä työ on perustana raskaan hyötyajoneuvon dynamiikkamallinnukselle. Rakennetut mallit ovat perustana toimivalle simuloinnille ja suunnittelun tukemiselle sen avulla. Seuraavien askeleiden merkitys ohjelmiston käyttöönotossa ja varsinaisten ajoneuvomallien muodostamisessa ovat tärkeitä. Ohjelmiston laajempi käyttöönotto ja siihen liittyvä kehitys- ja tutkimustyö vaativat resursseja, joiden jakaminen esimerkiksi tutkimusyhteistyönä olisi järkevää. Tämä työ käsittää vain diplomityön puitteissa rajattua laajuutta, joka on vain hento raapaisu syvempää kokonaisuutta.

Lähteet

- 1 SKAL Suomen Kuljetus ja Logistiikka (2010). Esitys Liikenne- ja viestintäministeriölle 12.8.2010. Viite LVM/1391/02/2010
- 2 Finlex, Asetus ajoneuvojen käytöstä tiellä 4.12.1992/1257, 4 Luku, Ajoneuvon ja ajoneuvoyhdistelmän massat ja päämitat käytettäessä ETA-valtiossa rekisteröityä tai käyttöön otettua ajoneuvoa Suomessa (11.7.1997/1243) [http://www.finlex.fi/fi/laki/ajantasa/1992/19921257?search\[type\]=pika&search\[pika\]=Asetus%20ajoneuvojen%20k%C3%A4yt%C3%B6st%C3%A4](http://www.finlex.fi/fi/laki/ajantasa/1992/19921257?search[type]=pika&search[pika]=Asetus%20ajoneuvojen%20k%C3%A4yt%C3%B6st%C3%A4) Viitattu 24.5.2012
- 3 Taloussanomat. Hallitus: Haluamme teille järeitä rekkoja. 7.11.2011 Lehtiartikkeli <http://www.taloussanomat.fi/autot/2012/11/07/hallitus-haluamme-teille-jareita-rekkoja/201241572/304> Viitattu 7.11.2011
- 4 Valtioneuvosto. Ministeriötyöryhmä linjasi raskaan liikenteen mittoja ja massoja. 7.11.2011. Tiedote. <http://valtioneuvosto.fi/ajankohtaista/tiedotteet/tiedote/fi.jsp?oid=368876> Viitattu 7.11.2011
- 5 Sisu Auto Trucks (2011) Tekninen erittely ajoneuvon tyyppihyväksyntää varten.
- 6 Kananen Petri (2012) Raskaan hyötyajoneuvon itseohjautuvuus ja ohjausvoimat. Diplomityö. Oulun Yliopisto
- 7 Karl Niklass, What is reality, simulation and how to model the real world. METCA, a masters Programme in Motorsport Engineering portfolio of projects. <http://white-smoke.wetpaintreality%2C+simulation+and+how.com/page/What+is++to+model+the+real+world> Viitattu 4.6.2012
- 8 MeVEA, Simulation software, Modeller, Tuotekehityssimulaattori. Tuote-esitteet. <http://www.mevea.com> Viitattu 8.6.2012
- 9 MSC Software, Automotive. Tuote-esitteet <http://www.mscsoftware.com/Solutions/Industries/Automotive.aspx> Viitattu 6/2012
- 10 VTT, Human-Machine Systems and Virtual reality. http://www.vtt.fi/research/technology/manufacturingsystems/human_machine_systems.jsp?lang=en Viitattu 4.6.2012
- 11 Puri R. Morrey D. Rubnyi E. (2008) Efficient Simulation for Strongly Coupled Noise-Vibration-Harshness (NVH). Luentomateriaali. Oxford Brooks University, CADFEM
- 12 LMS , Solutions for NVH, Acoustics and Comfort. Tuote-esite
- 13 Kinnanen V (2009) Hardware in the loop –simuloinnin käyttö tuotekehityksessä. IHA-3300 / ELE-3350 Mekatroniikan erityiskysymyksiä. Tutkielma. Tampereen teknillinen yliopisto.

- 14 OPAL-RT Technologies, About Hardware in the Loop and hardware in the Loop Simulation. Tuote-esite. <http://www.opal-rt.com/about-hardware-in-the-loop-and-hardware-in-the-loop-simulation> Viitattu 8.6.2012
- 15 Blundell M. (2009) The Role of Computer Simulation in Vehicle Dynamics and Safety. Luentomateriaali. Coventry University.
- 16 Milliken W. (2000) Maurice Olley. Luentomateriaali. Society of Automotive Engineers, Inc. Automotive Dynamics and stability Conference.
- 17 Tuononen A. Koisaari T. (2010) Ajoneuvojen dynamiikka ISBN 978-951-9155-25-8
- 18 Kaijalainen O. (2012) Monikappalesimulointi Kon-16.4011. Luentomateriaali. Aalto-Yliopiston insinööritieteiden korkeakoulu.
- 19 Warrendale P. (1999) Vehicle dynamics and simulation ISBN 0-7680-0377-6
- 20 Banks J. (1998) Handbook of Simulation: Principles, Methodology, Advanced Applications and Practice. Georgia Institute of Technology. ISBN 978-0-471-13403-9
- 21 MOOG Inc. Automotive Test and Simulation - Next generation test solutions today. <http://www.moog.com/markets/automotive/automotive-test-simulation/> Viitattu 21.9.2012
- 22 SAE (Society of Automotive Engineers International) (heinä-/elokuu 2012). Virtual perfection. Lehtiartikkeli. The pan-European magazine of Sea International.
- 23 Schiehlen W. (2009) Dynamic Analysis of Vehicle Systems. International Centre for Mechanical Sciences. ISBN 978-3-211-76665
- 24 Beardmore R. (2008) Leaf Spring Design. http://www.roytech.co.uk/Useful_Tables/Springs/Springs_Leaf.html Viitattu 12.7.2012
- 25 Bosch R.(2002) Autoteknillinen taskukirja ISBN 951-9155-17-1
- 26 Sisu Auto Trucks (2010) Ajoneuvon layout-piirustus
- 27 Matschinsky W. (1998) Radführungen der Straßenfahrzeuge ISBN 3-540-64155-6 Toinen painos.
- 28 Cor-Jacques K. (2012) Validated leaf spring suspension models. Doctoral Thesis (Mechanical Engineering). University of Pretoria.
- 29 Prasade U. Medepalli S. Moore D. Rao R.N. (2006) Beam Element Leaf Spring Suspension Model Development and Assessment Using Load Data. SAE Tekninen julkaisu 2006-01-0994
- 30 Huhtala M. Vesimäki M. Halonen P. (1994) Computer Simulation of Road-Vehicle Dynamics Interaction Forces of Three-and Four-axle Trucks. ASTM STP 1225 American Society for Testing and Materials, Philadelphia.
- 31 Moon I. Kim G . Lim J. Hwand Y. (2007) A Flexible Multi-Body dynamics Model for analyzing the Hysteretic characteristics and the Dynamic Stress of a Taper Leaf Spring. SAE Tekninen julkaisu 2007-01-0852

- 32 Rill G. Kessing N. Meier J. (2003) Leaf Spring Modelling for real Time Applications. 18th IAVSD-Symposium.
- 33 Philipson N. (2006) Leaf spring modeling. Modelon AB
- 34 Malcolm D. & Landis Markley F, Generalization of the Euler Angles, The 2 Journal of the Astronautical Sciences Vol. 51 No. 2 Aprl-June 2003.
- 35 Diebel J. Representing Attitude: euler Angles, unit Quaternions, and Rotation Vectors. stanford University 2006
- 36 Hung V.Vu, Dynamic Systems -Modeling and Analysis 1998 ISBN 0-07-115864-2
- 37 MeVeA -Mechatronics and Virtual Engineering applications. Reference manual for Solver Library 7.67 201
- 38 MeVEA -Mechatronics and Virtual Engineering Applications. (2012) Koulutusmateriaali
- 39 Jurmu R. (2012) Risto Jurmun kanssa käydyt keskustelut.

Liitteet

Mittauspöytäkirja 1

Mittaus: Jousivakio kallistuksessa Aika: 23.7.2012 Paikka: Sisu Auto Karjaa

Kuorma [kg]		Jousen siirtymä [mm]		Rungon kallistuma [deg]	Oikean navan nostokorkeus [mm]	Kuorma [kg]	Redusoidut kuormat [N]	
		Oikea	Vasen				Oikea	Vasen
2930	2870	195	188	0	0	0	2973,2	2826,8
3020	2790	193	190	1,3	30		3185,7	2624,3
3090	2730	190	192	1,9	70		3349,3	2470,7
3150	2660	186	196	2,7	130		3502,9	2307,1
3220	2600	182	200	3,7	165		3666,5	2153,5
3530	3620	179	170	0	0	2000	3465,2	3684,8
3680	3470	178	172	0,9	60		3831,3	3318,8
3780	3360	169	173	2,5	120		4082,5	3057,5
3820	3300	166	176	3,5	180		4194,5	2925,5
3970	3230	162	180	4,5	245		4503	2697,1
3700	3400	164	176	3,4	180		3916,1	3183,9
3690	3430	167	171	2,5	120		3877,3	3242,7
3640	3480	170	168	1,6	60		3755,2	3364,8
3480	3620	173	165	0,6	0		3379,2	3720,8
4070	4230	162	153	0	0	4000	3954,76	4345,2
4260	4060	156	154	1,6	60		4404	3916
4320	4000	152	156	2,6	120		4550,5	3769,5
4340	3960	149	158	3,7	180		4613,7	3686,3
4380	3910	145	161	4,7	245		4718,5	3571,5
4370	3900	147	155	3,6	180		4708,8	3561,5
4310	3990	149	152	2,6	120		4540,5	3759,5
4160	4160	152	150	1,6	60		4160	41600
3960	4330	154	146	0,7	0		3693,5	4596,5
4620	5070	138	126	0	0	6000	4295,9	5394,1
4810	4870	133	127	1,9	60		4766,8	4913,2
4980	4840	131	128	3	120		5080,38	4739,2
5010	4760	129	130	4,1	180		5190,1	4579,9
5260	5600	126	115	0	0	8000	5015,1	5844,9
5480	5450	122	115	1	60		5501,6	5428,4
5530	5320	118	115	3	120		5681,3	5168,8
5510	5370	120	111	2	60		5610,8	5269,2
5210	5660	121	109	0,9	0		4885,9	5984,1

Mittauspöytäkirja 2

Mittaus: Jousivakio vaakatasossa

Aika: 24.7.2012

Paikka: Sisu
Auto Karjaa

Kuorma [kg]		Jousen siirtymä [mm]			
Oikea	Vasen	Oikea	Vasen	Fj_oik	Fj_vas
350	420	7,42	9,55	299,5833333	470,4166667
570	650	12,64	14,75	512,3809524	707,6190476
990	1050	21,6	23,85	946,7857143	1093,214286
1440	1520	31,62	33,76	1382,380952	1577,619048
1950	1980	43,93	46,15	1928,392857	2001,607143
2410	2490	58,23	60,2	2352,380952	2547,619048
2910	3000	72,45	74,9	2845,178571	3064,821429
3360	3450	85,65	88,18	3295,178571	3514,821429
3910	4020	102,4	104,95	3830,77381	4099,22619
4630	4750	122,9	126,2	4543,571429	4836,428571
3880	3970	116,4	119,4	3815,178571	4034,821429
3300	3380	103,18	100,56	3242,380952	3437,619048
2910	2970	91,6	89,14	2866,785714	3013,214286
2350	2410	74,89	73,12	2306,785714	2453,214286
2040	2070	63,12	64,9	2018,392857	2091,607143
1540	1570	49,16	50,78	1518,392857	1591,607143
1080	1110	36,56	38,06	1058,392857	1131,607143
650	680	24,9	26,37	628,3928571	701,6071429
440	470	18,77	20,4	418,3928571	491,6071429

Kuorma [N]		Jousen siirtymä [mm]			
Oikea	Vasen	Oikea	Vasen	Fj_oik	Fj_vas
3433,5	4120,2	7,42	9,55	2938,9125	4614,7875
5591,7	6376,5	12,64	14,75	5026,457143	6941,742857
9711,9	10300,5	21,6	23,85	9287,967857	10724,43214
14126,4	14911,2	31,62	33,76	13561,15714	15476,44286
19129,5	19423,8	43,93	46,15	18917,53393	19635,76607
23642,1	24426,9	58,23	60,2	23076,85714	24992,14286
28547,1	29430	72,45	74,9	27911,20179	30065,89821
32961,6	33844,5	85,65	88,18	32325,70179	34480,39821
38357,1	39436,2	102,4	104,95	37579,89107	40213,40893
45420,3	46597,5	122,9	126,2	44572,43571	47445,36429
38062,8	38945,7	116,4	119,4	37426,90179	39581,59821
32373	33157,8	103,18	100,56	31807,75714	33723,04286
28547,1	29135,7	91,6	89,14	28123,16786	29559,63214
23053,5	23642,1	74,89	73,12	22629,56786	24066,03214
20012,4	20306,7	63,12	64,9	19800,43393	20518,66607
15107,4	15401,7	49,16	50,78	14895,43393	15613,66607
10594,8	10889,1	36,56	38,06	10382,83393	11101,06607
6376,5	6670,8	24,9	26,37	6164,533929	6882,766071
4316,4	4610,7	18,77	20,4	4104,433929	4822,666071